



Universidad Nacional Mayor de San Marcos

Universidad del Perú. Decana de América

Facultad de Química e Ingeniería Química

Escuela Profesional de Ingeniería Química

**Mejoras para reducir las pérdidas de calor e
incrementar la eficiencia del proceso de
acondicionamiento del electrolito en una planta de
lixiviación de cobre**

TESIS

Para optar el Título Profesional de Ingeniera Químico

AUTOR

Josselin Elluz CASTILLO QUINTANA

ASESOR

Jorge Luis CÁRDENAS RUÍZ

Lima, Perú

2017



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Castillo, J. (2017). *Mejoras para reducir las pérdidas de calor e incrementar la eficiencia del proceso de acondicionamiento del electrolito en una planta de lixiviación de cobre*. [Tesis de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Química e Ingeniería Química, Escuela Profesional de Ingeniería Química]. Repositorio institucional Cybertesis UNMSM.



2161.
22-157

UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS
(Universidad del Perú, DECANA DE AMÉRICA)
FACULTAD DE QUÍMICA E INGENIERÍA QUÍMICA
Central: 6197000 anexo 1208

"Año de la Consolidación del Mar de Grau"

ACTA DE TÍTULO POR TESIS

Los suscritos Miembros del Jurado, nombrado por la Sra. Directora de la Escuela Profesional de Ingeniería Química, bajo la Presidencia del **Dr. ALFREDO PALOMINO INFANTE** (Presidente), el **Mg. CESARIO CONDORHUAMAN CCORIMANYA** (Miembro), y el **Ing. JORGE LUIS CÁRDENAS RUIZ** (Asesor), después de escuchar la sustentación de la **TESIS**, titulada: "**MEJORAS PARA REDUCIR LAS PÉRDIDAS DE CALOR E INCREMENTAR LA EFICIENCIA DEL PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO DEL ELECTROLITO EN UNA PLANTA DE LIXIVIACIÓN DE COBRE**", rendido por la Bachiller en Ingeniería Química **JOSSELIN ELLUZ, CASTILLO QUINTANA**, para optar el **TÍTULO PROFESIONAL** de **INGENIERA QUÍMICA**. Acordaron calificarle con la **NOTA** de:

..... Dieciocho
(LETRAS)


(18)
(NUMEROS)

Ciudad Universitaria, 07 de abril de 2017. ✓


Dr. ALFREDO PALOMINO INFANTE
PRESIDENTE


Mg. CESARIO CONDORHUAMAN CCORIMANYA
MIEMBRO


Ing. JORGE LUIS CÁRDENAS RUIZ
ASESOR


Mg. JUANA SANDIVAR ROSAS
Directora de la Escuela Profesional
de Ingeniería Química

RESUMEN

La presente tesis, tiene como objetivo determinar las pérdidas de calor existentes durante el calentamiento de electrolito rico para la etapa de electrodeposición (EW), que se realiza en una planta de extracción por solventes de una empresa minera que se denominará “Planta ESDE” por motivos de confidencialidad, la cual produce cátodos de cobre de alta pureza. Asimismo, se pretende optimizar la topología preliminar de la red de intercambiadores de calor de la planta estudiada a través del análisis Pinch, con la finalidad de incrementar la eficiencia de estos equipos en conjunto. Finalmente se busca determinar el ahorro en combustible que generaría el corregir estas fuentes de pérdidas de calor y el impacto ambiental que generaría el cambio del tipo de combustible.

Cabe recalcar que los cálculos económicos efectuados son para un caso específico y no pueden ser generalizados. Cada planta ESDE posee una infraestructura específica, por lo que será necesaria una evaluación personalizada para cada caso. La planta evaluada fue elegida por contar con información suficiente para poder determinar los diversos parámetros que afectan el proceso de calentamiento del fluido y las pérdidas de calor existentes.

A través del análisis Pinch se confirma la hipótesis de una mala distribución de la red de intercambiadores actual; con este método se logra reducir la cantidad de intercambiadores de seis a sólo cuatro, incrementar la temperatura de salida del electrolito rico en casi 1°C y aprovechar la energía excedente del electrolito pobre para calentar la línea de agua de servicio con la que cuenta esta planta. Con estas modificaciones se pueden reducir costos operativos, tal es el caso que, para un incremento de $0,5^{\circ}\text{C}$ en la temperatura del electrolito rico se generaría un ahorro anual de S/ 226 794 que representa una reducción del 33,9% de consumo de combustible.

Se recomienda realizar pruebas en laboratorio y piloto para determinar las condiciones operativas a emplear para un intercambiador electrolito-vapor, propuesto en la presente tesis, antes de su implementación. En caso contrario, se recomienda modificar los caudales de las corrientes fría y caliente, puesto que se está trabajando a condiciones inferiores a las del diseño preliminar, la cual es la causa principal de la ineficiencia operativa presente.

ABSTRACT

This thesis focuses on determining existing heat losses during heating of rich electrolyte previous to the electrowinning stage (EW), this process is developed in a Solvent Extraction plant (SX-EW). This plant produces very high level of purity cathodes of copper. At the same way, we are aimed at optimize the actual heat exchangers network distribution in a specific plant; whose objective is to improve the efficiency of the heat exchangers, that is achieved applying Pinch analysis. Finally, it is sought to determinate fuel saving that would generate the correction of these sources of heat loss and the positive environmental impact generated by the change in fuel type.

It is noteworthy that all calculation developed are for a specific case and can not be generalized. Each SX-EW plant has a specific infrastructure, so a personalized assessment for each case will be necessary. The evaluated plant was chosen because of having sufficient information to determine different parameters that affect the process of heating the fluid and the current losses of heat.

Pinch analysis confirms the hypothesis of a wrong distribution of the current heat exchangers network (HEN) with this method, it is possible to reduce the number of exchangers to only four, to increase the output temperature of the rich electrolyte by almost 1°C and to take advantage of the surplus energy of the lean electrolyte to heat a service water line in favor of the plant. With these modifications we can reduce operating costs, such that an 0,5°C increase of the temperature of the rich electrolyte would generate a monthly savings of S / 226 794 which represents a 33,9% decrease if fuel consumption.

It is recommended to perform test in the laboratory and pilot plant to determine the operating conditions to be used for an electrolyte-vapor exchanger, proposed in the present thesis, before its implementation. Otherwise, it is recommended to modify the flows of the cold and hot streams, since it is working at conditions lower than those of the start-up design, which is the main cause of the present operational inefficiency.

A las personas más importantes de mi vida, mis padres: Omar y Rosa, por enseñarme el valor de las cosas, el sentido de la vida y por ser el motivo que me impulsa a mejorar día a día.

A mi hermana, por poner su confianza en mí siempre, incluso en los momentos en los que dudaba de mí misma.

Y a mis abuelos, Mamaoli y Papapaco. Por acompañarme siempre...

AGRADECIMIENTOS

Al ingeniero Jorge Cárdenas Ruíz, por haberme asesorado en la elaboración de la presente tesis, por los consejos y conocimientos impartidos, gracias.

A los ingenieros Alfredo Palomino y Cesario Condorhuamán por sus valiosos aportes y recomendaciones presentadas para mejorar la presente tesis.

A la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, docentes y autoridades, por los conocimientos impartidos durante mi formación profesional, así como por las facilidades brindadas para el uso de instalaciones para el desarrollo del presente estudio.

A Jimmy, Vite, Josué, David y L. David, compañeros de la Escuela de Ingeniería Química, por su valiosa ayuda.

Al personal de la planta de extracción por solventes estudiada, quienes me brindaron las facilidades para la obtención de datos experimentales que respaldan el presente estudio.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	16
CAPITULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	19
1.1. DESCRIPCIÓN DE PROBLEMA	19
1.2. HIPÓTESIS.....	23
1.3. OBJETIVOS	23
1.3.1. Objetivo general.....	23
1.3.2. Objetivos específicos	23
1.4. JUSTIFICACIÓN	23
CAPÍTULO II DESCRIPCIÓN DE LAS OPERACIONES DE UNA PLANTA DE EXTRACCIÓN POR SOLVENTES.....	25
2.1. GENERALIDADES	25
2.2. MÉTODO DE OBTENCIÓN DE CÁTODOS DE COBRE	25
2.2.1. Lixiviación (LX)	26
2.2.2. Extracción por solventes (SX)	28
2.2.3. Re-extracción por solventes (stripping)	33
2.2.4. Acondicionamiento y almacenamiento (TANK FARM)	35
2.2.5. Depositación electrolítica (EW).....	36
2.3. ETAPA DE ELECTRODEPOSICIÓN DEL COBRE.....	38
2.3.1. Características de las celdas de electrodeposición	38
2.3.2. Flujo de electrolito rico en la planta de electrodeposición.....	39
2.3.3. Parámetros de control durante la electrodeposición.....	41
2.4. EQUIPOS EMPLEADOS PARA EL ACONDICIONAMIENTO DEL ELECTROLITO	43
2.4.1. Sistema de limpieza o purificación: Filtros Spintek	43
2.4.2. Sistema de calentamiento del electrolito rico.....	44
2.4.3. Sistema de traslado de fluidos.....	46
CAPÍTULO III MARCO TEÓRICO.....	47
3.1. FORMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	47
3.1.1. Proceso de conducción.....	47
3.1.2. Proceso de convección.....	49
3.1.3. Proceso de radiación	50
3.1.4. Sistemas aislantes.....	52
3.1.5. Calor intercambiado en un elemento compuesto por diferentes capas	52

3.2.	INTERCAMBIADORES DE CALOR	53
3.2.1.	Tipos de intercambiadores	53
3.2.2.	Eficiencia en intercambiadores de calor	62
3.3.	TECNOLOGÍA PINCH.....	67
3.3.1.	Significado Termodinámico del punto Pinch.....	69
3.3.2.	Metodología Pinch	71
3.4.	INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS	75
3.4.1.	Estructura de un intercambiador de placas.....	77
3.4.2.	Parámetros que afectan el desempeño de un intercambiador de calor de placas	79
3.4.3.	Características hidrodinámicas del intercambiador de placas.....	80
3.5.	CALOR DE COMBUSTIÓN	86
3.5.1.	Poder calorífico superior (PCS)	87
3.5.2.	Poder calorífico inferior (PCI)	87
3.5.3.	Conversión de calderas de vapor de R-500 a gas natural.....	88
CAPÍTULO IV PROPUESTA PARA INCREMENTAR LA EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO DE ELECTROLITO EN TANK FARM ..		91
4.1.	METODOLOGÍA	91
4.2.	DELIMITACIÓN ESPACIO-TEMPORAL	92
4.3.	PROCEDIMIENTO	92
4.4.	DESCRIPCIÓN DE TRABAJOS REALIZADOS EN LA PLANTA ESDE ESTUDIADA	93
4.4.1.	Monitoreo de temperaturas en tuberías e intercambiadores de calor.	93
4.4.2.	Determinación de principales propiedades del electrolito empleado en planta	94
4.4.3.	Corrección de fórmulas empleadas y creación de macros para la determinación de eficiencias de los intercambiadores de calor y otros parámetros relacionados.	96
4.4.4.	Inspección en planta para identificar fuentes de pérdida de calor, en la etapa de acondicionamiento de electrolito.	101
4.5.	PROPUESTA DE MEJORA PLANTEADA.....	102
4.5.1.	Incremento de eficiencia de intercambiadores de calor a través del empleo del método Pinch.	102
4.5.2.	Revestimiento de tuberías	108
4.5.3.	Cálculo de eficiencias en los intercambiadores de calor.....	114
4.5.4.	Determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor de los fluidos y equipos de transferencia de calor	117
4.5.5.	Análisis de cambio de combustible de residual a gas natural en el sistema de generación de vapor	121

4.5.6. Propuestas para incrementar la eficiencia de la caldera en las condiciones actuales	126
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	128
CONCLUSIONES	128
RECOMENDACIONES	129
Anexo 1 Glosario de términos	135
Anexo 2 Bacterias <i>Thiobacillus ferrooxidans</i>	136
Anexo 3 Extracción por solventes y deposición electrolítica.	138
Anexo 4 Características de diseño de los electrodos	139
Anexo 5 Principales partes de un intercambiador de placas	142
Anexo 6 Intercambiador de calor HX-03 [23]	144
Anexo 7 Condiciones operativas de planta	145
Anexo 8 Variación en eficiencia calculada para intercambiador HX-05	147
Anexo 9 Macros elaborada para la generación de reportes de monitoreo a los intercambiadores.....	149
Anexo 10 Data sobre consumo de residual R-500	152
Anexo 11 Metodología Pinch para caso propuesto.....	153
Anexo 12 Aislamiento térmico de tuberías.....	157

Lista de tablas

	<i>Página</i>
<i>Tabla 01.</i> Interpretación de las tendencias mostradas en la Figura 01.	20
<i>Tabla 02.</i> Interpretación de las tendencias mostradas en la figura 02.	21
<i>Tabla 03.</i> Resistencias presentes en la celda de deposición, proceso EW.	37
<i>Tabla 04.</i> Sistema de intercambiadores de calor y fluidos involucrados.	44
<i>Tabla 05.</i> Valores típicos de coeficiente global de transferencia de calor.	65
<i>Tabla 06.</i> Relación eficiencia- NTU según el tipo de intercambio de calor.	66
<i>Tabla 07.</i> Factores de ensuciamiento (U) típicos.	67
<i>Tabla 08.</i> Ejemplo de servicios más empleados en la industria.	70
<i>Tabla 09.</i> Materiales de empaquetaduras para intercambiadores de calor de placas.	79
<i>Tabla 10.</i> Valores de los coeficientes empleados en la correlación Kummar.	84
<i>Tabla 11.</i> Composición y poder calorífico del gas natural, procedente de Pemex.	88
<i>Tabla 12.</i> Factores de emisión del gas natural y residual R-500.	88
<i>Tabla 13.</i> Valores de densidad experimental y calculada para el electrolito a temperaturas de operación en TF	95
<i>Tabla 14.</i> Eficiencia de intercambiadores antes de la corrección de fórmulas.	97
<i>Tabla 15.</i> Eficiencia de intercambiadores, una vez corregida las fórmulas.	98
<i>Tabla 16.</i> Identificación de corrientes calientes y frías de la entapa de EW.	103
<i>Tabla 17.</i> Efecto del incremento de la temperatura en el consumo de combustible.	108
<i>Tabla 18.</i> Variación de temperaturas dentro de la tubería (TT) y en su superficie.	116
<i>Tabla 19.</i> Eficiencias promedio de los intercambiadores de calor de placas.	118
<i>Tabla 20.</i> Parámetros operativos de los flujos caliente y frio de cada intercambiador de calor.	129
<i>Tabla 21.</i> Resultados obtenidos de los cálculos realizados para el HX-01.	122
<i>Tabla 22.</i> Especificaciones técnicas de diseño de la caldera Cleaver Brooks.	123
<i>Tabla 23.</i> Parámetros de operación de la caldera Cleaver Brooks.	123
<i>Tabla 24.</i> Concentraciones de contaminantes ambientales antes y después del cambio de tipo de combustible por la empresa pesquera Cynide S.A.C.	126

Lista de figuras

	<i>Página</i>
Figura 01. Registro histórico de las eficiencias de los intercambiadores de calor HX-04 y HX-05.	20
Figura 02 Temperatura de entrada y salida del agua de los intercambiadores de calor HX-04 y HX-05.	21
Figura 03. Proceso de extracción por solventes (SX) para la lixiviación del cobre.	29
Figura 04. Extractibilidad de elementos metálicos disueltos, en función del pH.	31
Figura 05. Diagrama McCabe-Thiele empleado en la determinación de la eficiencia de extracción de cobre en la etapa de SX.	32
Figura 06. Proceso de extracción del cobre en el sedimentador.	33
Figura 07. Diagrama McCabe-Thiele para la etapa de re-extracción del cobre.	34
Figura 08. Esquema de electrodeposición del cobre y reacciones ocurridas en la misma.	37
Figura 09. Diagrama parcial de las zonas de Tank Farm y EW, recorrido de diferentes fluidos.	40
Figura 10. Variación de la conductividad térmica (k) de sólidos metálicos con la temperatura.	48
Figura 11. Representación y diagrama de transferencia de calor en un flujo a cocorriente.	54
Figura 12. Representación y diagrama de transferencia de calor en un flujo a contracorriente.	56
Figura 13. Representación y diagrama de transferencia de calor en un flujo cruzado.	57
Figura 14. Factor de corrección para un intercambiador de coraza y tubos, con una coraza y cualquier múltiplo de dos pasos de tubo (dos, cuatro, etc. pasos de tubo).	57
Figura 15. Estructura de un intercambiador de calor de coraza y tubos.	59
Figura 16. Estructura de un intercambiador de calor de doble tubo.	59
Figura 17. Estructura de un intercambiador de calor de placas.	60
Figura 18. Tipos de intercambiadores de calor compactos.	61
Figura 19. Componentes básicos de un intercambiador de calor de placas.	62

Figura 20. Representación gráfica del enfoque de diseño tradicional y el enfoque de diseño Pinch.	68
Figura 21. Descomposición del punto Pinch.	69
Figura 22. Ejemplo de diagrama de temperaturas.	71
Figura 23. Ejemplo de un diagrama de cascada.	72
Figura 24. Determinación del mínimo número de intercambiadores de calor.	73
Figura 25. Intercambiadores de calor de las corrientes ubicadas en el Pinch.	74
Figura 26. Intercambiador de placas planas.	75
Figura 27. Tipos de corrugaciones en placas.	78
Figura 28. Dimensiones geométricas del intercambiador de placas.	79
Figura 29. Etapas realizadas en la presente tesis.	91
Figura 30. Temperatura de entrada y salida del electrolito rico y pobre del HX-01, medidos en planta.	93
Figura 31. Diferencia de eficiencias calculadas una vez corregida la fórmula empleada.	94
Figura 32. Flowsheet actualizado del sistema de intercambiadores de calor de una planta ESDE.	100
Figura 33. Diagrama de temperaturas para el caso estudiado.	103
Figura 34. Diagrama de cascada para el caso estudiado.	104
Figura 35. Distribución de intercambiadores para el paso 4.	105
Figura 36. Ubicación de los intercambiadores de calor en el diagrama de temperaturas.	106
Figura 37. Ubicación de los intercambiadores de calor en el diagrama de temperaturas, según la propuesta planteada.	106
Figura 38. Distribución de intercambiadores de calor planteada.	107

Lista de imágenes

	<i>Página</i>
<i>Imagen 01.</i> Vista panorámica de una planta ESDE y los cuatro depósitos lixiviables que posee.	22
<i>Imagen 02.</i> Vista panorámica del depósito lixiviable Sur.	25
<i>Imagen 03.</i> Planta de extracción por solventes (SX), vista de izquierda a derecha de los tres trenes conformados por dos etapas de extracción y una de re-extracción.	26
<i>Imagen 04.</i> Vista exterior e interior de los sedimentadores.	30
<i>Imagen 05.</i> Imagen panorámica del área de Tank Farm (TF).	30
<i>Imagen 06.</i> Cosecha de cátodos en la nave de EW.	36
<i>Imagen 07.</i> Partes de una celda de electrodeposición vacía.	38
<i>Imagen 08.</i> Grados de estriación del cobre metálico, de izquierda a derecha se incrementa la estriación del cobre metálico depositado.	39
<i>Imagen 09.</i> Filtros Spintek localizados en el área de Tank Farm (TF).	42
<i>Imagen 10.</i> Intercambiador de calor agua-vapor HX-06.	43
<i>Imagen 11.</i> Caldera Cleaver Books empleada para la generación de vapor de alimentación al intercambiador de calor HX-06.	45
<i>Imagen 12.</i> Medidores de presión y temperatura inoperativos.	46
<i>Imagen 13.</i> Determinación de la viscosidad del electrolito y orgánico cargado por medio del método Failing ball.	96
<i>Imagen 14.</i> Tuberías sin recubrimiento localizadas en el área de Tank Farm.	101

Nomenclatura

Símbolo	Definición	Unidades (S.I.)
A	Área	m^2
A_s	Área superficial	m^2
C	Constante de proporcionalidad	
C_i	Capacidad de flujo de calor de una especie i	W/K
C_p	Calor específico a presión constante	J/kg·K
D	Diámetro	m
D_h	Diámetro hidráulico	m
e	Espesor de la tubería o placa	m
f	Factor de fricción	
G	Flujo másico por unidad de área	kg/s·m ²
g	Aceleración gravitacional	m/s ²
H	Entalpía	J
h	Constante de Planck	
h_a	Coeficiente de convección de calor exterior	W/m ² ·K
h_{cond}	Coeficiente de transferencia de calor por conducción	W/m ² ·K
h_{conv}	Coeficiente de transferencia de calor por convección	W/m ² ·K
h_{conv_rad}	Coeficiente combinado de convección radiación	W/m ² ·K
h_e	Coeficiente de convección interior	W/m ² ·K
h_{rad}	Coeficiente de transferencia de calor por radiación	W/m ² ·K
h_v	Calor latente de evaporación	J/kg
k	Conductividad térmica	W/m·K
L	Longitud característica	m
M	Masa	kg
N	Número total de tubos en un banco de tubos; número de superficies en un recinto	
P	Presión	N/m ²
Q	Transferencia de energía	J

q	Transferencia de calor	W
r	Radio cilíndrico	m
R_f	Factor de impureza	$\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$
R_z	Resistencia debido al material del intercambiador de calor	$\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$
R_t	Resistencia térmica total	$\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$
S	Área de la sección transversal	m^2
T	Temperatura	K
t	Tiempo	s
U	Coeficiente global de transferencia de calor	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
V	Volumen	m^3
v	Velocidad de fluido	m/s
W_i	Flujo másico de una especie i	kg/s

Números adimensionales

Símbolo Definición

Nu	Número de Nusselt
NTU	Número de unidades de transferencia
Pr	Número de Prandtl
Re	Número de Reynolds

Letras griegas

Símbolo	Definición	Unidades (S.I.)
δt	Espesor de capa límite térmica	m
ϵ	Emisividad	
ϵ	Efectividad de un intercambiador de calor	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$
ρ	Densidad de masa	kg/m^3
μ	Viscosidad dinámica	$\text{kg/s} \cdot \text{m}$
ν	Volumen específico	m^3/kg

INTRODUCCIÓN

Uno de los pilares de la economía peruana reside en la industria minera. Perú es el segundo productor de plata a nivel mundial y tercer productor mundial de cobre. Asimismo, es el primer productor de oro, zinc, estaño, plomo y molibdeno en América Latina. Es el tercer país en el mundo en reservas de oro, plata, cobre y zinc (US Geological Survey - USGS figures) [1]. Se estima que hasta el día de hoy el Perú únicamente ha extraído el 12% de sus recursos minerales y que con tecnología adecuada puede triplicar su actual producción, especialmente en metales básicos.

Las inversiones proyectadas para los próximos años tanto en exploración, explotación y ampliaciones mineras superan los US\$ 63,000 millones. La cartera estimada de estos proyectos mineros destaca inversiones muy importantes en Cuzco, Cajamarca, Moquegua, Tacna, Ica, Lima, Arequipa, Junín, Piura, Ancash, Huancavelica y Lambayeque [44].

Las plantas hidrometalúrgicas de minerales de cobre, constan de operaciones principales como son el chancado, aglomeración, lixiviación (LX), extracción por solventes (SX) y electro-obtención o electrowinning (EW). Estos procesos enfrentan diferentes problemas que tratan de ser resueltos a la brevedad posible. Es así que las plantas de SX y EW (conocidas como plantas ESDE), buscan reducir sus consumos en combustible y el incremento del rendimiento de sus equipos y operaciones.

Para el caso particular de la etapa de EW, se busca reducir en lo máximo posible, las pérdidas de calor generadas durante el calentamiento de electrolito rico, proveniente de la zona de SX y almacenada en el área de tanques (TF), que será llevado, luego del acondicionamiento respectivo, al área donde se realiza la etapa de EW propiamente dicha. Otro de los objetivos que se busca alcanzar, es la reducción de costos por la generación de energía (como es el caso de las calderas).

Los equipos empleados en la mayoría de plantas ESDE para la transferencia de calor de un fluido a otro son los intercambiadores de placas [17], debido a que presentan una mayor área de transferencia de calor y ocupan espacios reducidos en comparación con los intercambiadores de coraza y tubos. Existen diferentes estudios sobre el diseño, construcción y efectos del ángulo de corrugación en este tipo de intercambiadores; sin embargo, la literatura aún es escasa, más

aún con respecto a estudios a escala industrial, esto debido al hermetismo existente en las plantas industriales para la obtención de información sobre las operaciones de sus equipos. La presente tesis brinda al lector información relevante y referencias sobre los diversos estudios realizados a nivel mundial sobre este tipo de intercambiadores, así como presentar la aplicación de los intercambiadores de placas en un caso en particular, en el cual se determinan las propiedades de los fluidos, los coeficientes de película y números adimensionales (Re , Nu , Pr) y determinar la eficiencia de los equipos en operación.

El mismo vacío teórico mencionado anteriormente se encuentra en la aplicación de la metodología Pinch en las diversas plantas hidrometalúrgicas del país, creando así la necesidad de dar a conocer la aplicación y utilidad de esta metodología para incrementar la eficiencia del proceso de intercambio de calor en la etapa previa a la electrodeposición del cobre en una planta ESDE. Así la presente tesis permitirá a la persona interesada, tener un panorama más amplio sobre el tema en mención, le brindará la aplicación de una metodología que usualmente sólo se encuentra presente sólo en forma teórica y accederá a información relevante sobre las operaciones de una unidad minera en particular, lo que difícilmente es posible encontrar en nuestro medio.

El aspecto ambiental es un tema de suma importancia en la actualidad; por tal motivo en el presente estudio se plantea una alternativa para reducir la cantidad de emisiones de gases contaminantes generados por las calderas, mediante el empleo de gas natural, ya que no sólo generaría un impacto positivo para el medio ambiente, sino que reduciría los costos por combustible e incrementaría el rendimiento del proceso de generación de vapor de las calderas.

Los objetivos generales de este estudio son: (1) Determinar puntos de mejora que permitan reducir costos en las operaciones e impacten de forma positiva en el medio ambiente, (2) reducir las pérdidas de calor e incrementar la eficiencia del proceso de transferencia de calor para un caso en particular, (3) disminuir la emisión de gases de efecto invernadero producida por las calderas de vapor así como determinar las propiedades de los fluidos trabajados en planta.

Los objetivos específicos son: (1) reducir el consumo de vapor de una planta ESDE con el mejoramiento de sus operaciones de transferencia de calor, (2) presentar una nueva distribución de los equipos de transferencia de calor que permita alcanzar una mayor eficiencia operativa y (3) reemplazar el tipo de combustible utilizada en la caldera Cleaver Brooks.

El presente estudio se dividió en cuatro capítulos, los cuales se detallan a continuación:

El primer capítulo presenta el planteamiento del problema, la hipótesis en la cual se ha basado la presente tesis para la obtención de los resultados esperados, los objetivos generales y específicos, la justificación y las limitaciones del estudio.

En el segundo capítulo se describe las operaciones de una planta de extracción por solventes, en este capítulo se presenta información detallada de las condiciones de operación de la planta ESDE estudiada así como las principales operaciones que se realizan en sus instalaciones

El tercer capítulo contiene el marco teórico conceptual, obtenida de una revisión exhaustiva de la literatura correspondiente.

En el cuarto capítulo encontramos la metodología, delimitación espacio-temporal y procedimiento seguido en el presente estudio. descripción de los trabajos realizados en la planta estudiada durante el periodo de beca, la propuesta de mejora planteada y los resultados obtenidos, los cuales están plasmados en diversas tablas con sus interpretaciones correspondientes.

Por último, se presentan las conclusiones y recomendaciones del presente estudio, en el cual se analizó los resultados obtenidos en el tercer capítulo, así mismo se detalla la bibliografía empleada en este estudio

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. DESCRIPCIÓN DE PROBLEMA

La planta de extracción por solventes y deposición electrolítica (planta ESDE) estudiada cuenta con un sistema de recuperación de calor, localizada en el área de Tank Farm. Dicho sistema está conformado por una red de seis intercambiadores de calor tipo placa (Anexo 6), líneas de electrolito rico, electrolito pobre, agua y un sistema de generación de vapor de agua (a través de la caldera Cleaver Brooks). En la actualidad no se logra alcanzar la temperatura objetivo para el electrolito rico, teniendo que emplear energía eléctrica para llegar a la temperatura deseada.

Al revisar la data de temperaturas de entrada y salida a los intercambiadores (Anexo 8), se ha observado errores en el cálculo de la eficiencia de los mismos, así como ausencia de valores actuales de planta con respecto a las propiedades de los fluidos involucrados en la transferencia de calor (v.g. densidad, viscosidad, capacidad calorífica y conductividad térmica).

Por otra parte, después de haber monitoreado las temperaturas de entrada y salida de los intercambiadores por varios meses; se ha observado que las eficiencias de los intercambiadores de calor HX-04 y HX-05 son bajas (figura 01), así mismo, el agua de filtros utilizada en estos intercambiadores de calor retorna al tanque 20 (TK-20) con temperaturas superiores a los 40°C. Este problema se muestra en la figura 02.

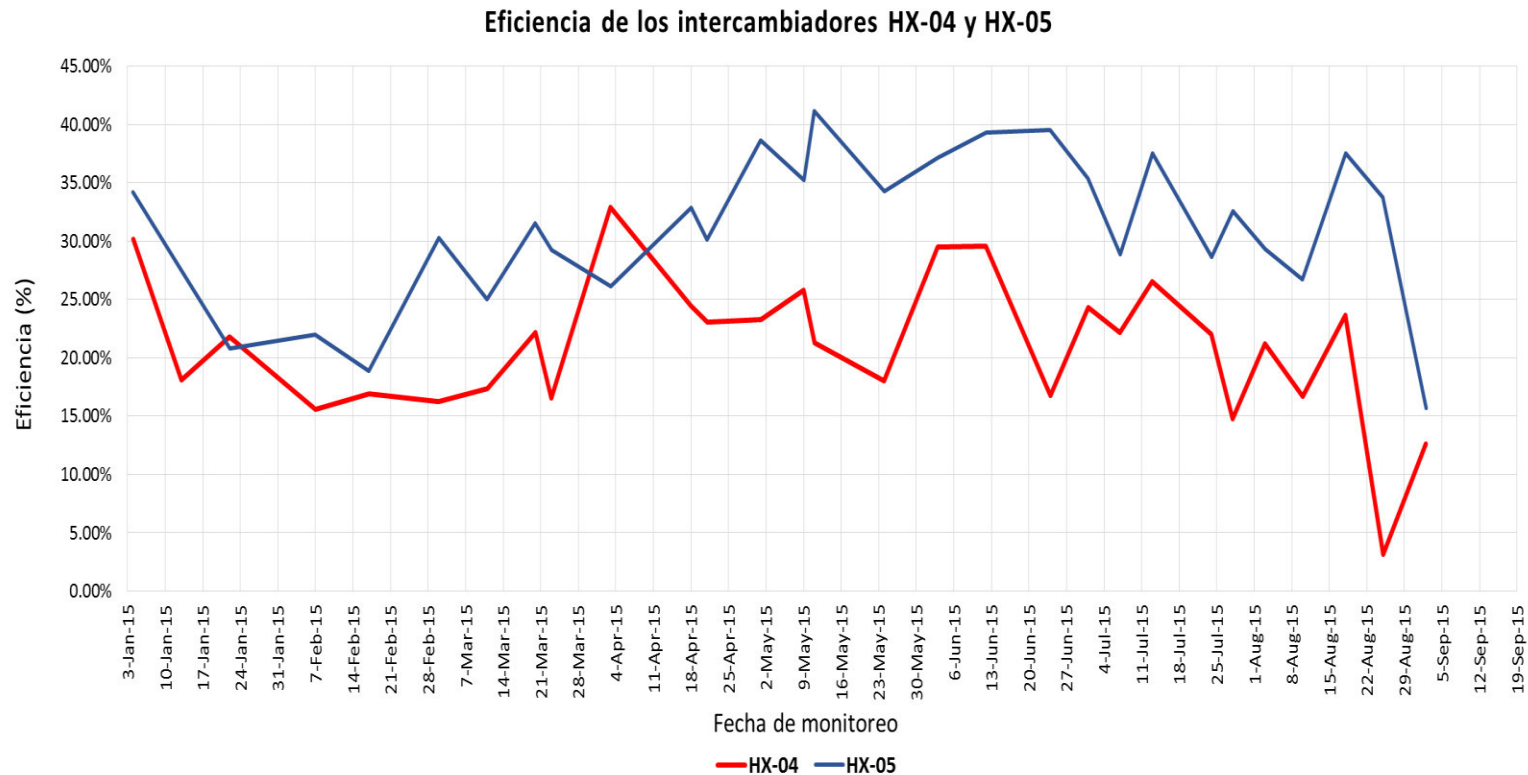


Figura 01. Registro histórico de las eficiencias de los intercambiadores de calor HX-04 y HX-05

Tabla 01. Interpretación de las tendencias mostradas en la figura 01.

Data histórica de las eficiencias de los intercambiadores HX-04 y HX-05
<ul style="list-style-type: none"> HX-04 y HX-05 representan a los intercambiadores de placa N°04 y N°05. Se aprecia que la eficiencia promedio del HX-04 es del 20% mientras que para el HX-05 es del 30%. Ambos intercambiadores no presentan valores constantes de eficiencia. El punto con menor temperatura (24 de mayo de 2015) corresponde al periodo de parada de planta

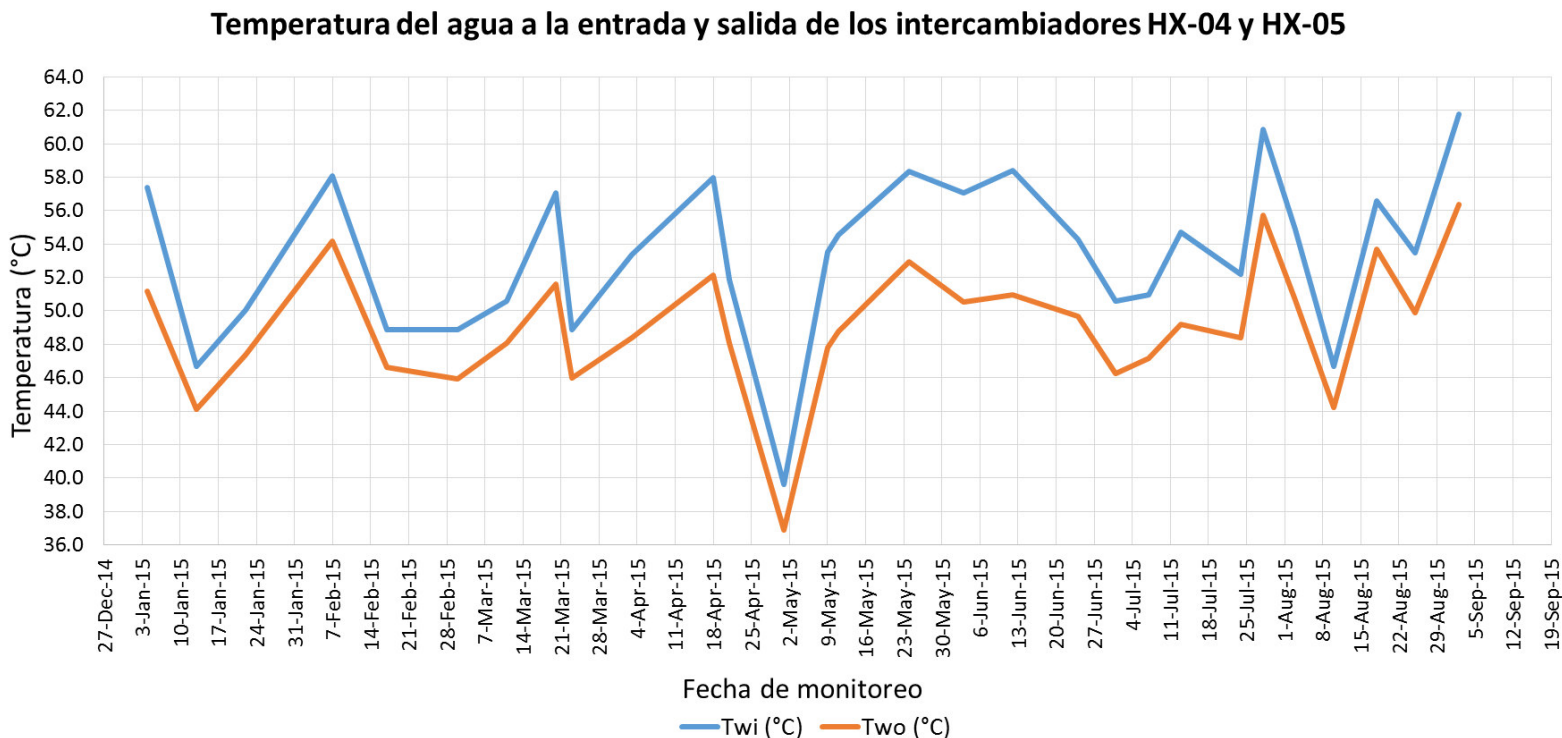


Figura 02. Temperatura del agua a la entrada y salida de los intercambiadores de calor HX-04 y HX-05.

Tabla 02. Interpretación de las tendencias mostradas en la figura 02.

Data histórica de temperaturas del agua en los intercambiadores HX-04 y HX-05
<ul style="list-style-type: none"> • T_{wi}, T_{wo} representan las temperaturas del agua al ingreso y salida de los intercambiadores de calor. • Se aprecia que la diferencia de temperaturas de entrada y salida del agua es mínima, con un valor aproximado de 5°C. • La temperatura del agua la salida de los intercambiadores es superior a los 40°C; sin embargo, esta no es aprovechada en ninguna operación o proceso en la planta. • El punto con menor temperatura (24 de mayo de 2015) corresponde al periodo de parada de planta.

Otro problema encontrado es la distribución de los intercambiadores de calor con la que actualmente opera la planta, ya que por esta inadecuada distribución no se logra alcanzar la temperatura objetivo del electrolito rico durante su acondicionamiento antes de ingresar a la nave de EW.

De igual manera, al inspeccionar in situ el proceso de acondicionamiento de electrolito rico hacia la nave de EW, se han observado tuberías sin revestimiento en la línea del vapor y electrolito.

La planta presenta altos costos relacionados a la generación de vapor en la caldera Cleaver Brooks, ya que emplea como combustible al residual R-500, este a su vez genera impactos medioambientales negativos por la cantidad de contaminantes (SO_x , NO_x , etc.) que produce al hacer combustión.

Hasta la fecha el circuito no posee un sistema de control adecuado, es así que, para los intercambiadores de calor y la caldera Cleaver Brooks, los sensores de presión y temperatura son de tipo analógico y en su mayoría se encuentran inoperativos. Además, no se cuenta con un control a tiempo real de las variables de este sistema (lógica de control), y el cuarto de control no tiene ningún tipo de registro de actividad de esta zona de acondicionamiento.

Finalmente, la ausencia de medidores de presión y/o temperatura adecuados u operativos, limitan la obtención de datos reales de lo que sucede dentro de los intercambiadores.



Imagen 01. Medidores de presión y temperatura inoperativos.

1.2. HIPÓTESIS

Mediante una nueva distribución y configuración en la red de intercambiadores de calor, se conseguirá alcanzar la temperatura objetivo para el electrolito rico en la planta evaluada usando el análisis Pinch.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo general

- Reducir las pérdidas de calor e incrementar la eficiencia del proceso de transferencia de calor en una planta ESDE durante el acondicionamiento del electrolito. Esto con el mejoramiento de la operación de los intercambiadores de calor a través del empleo del método Pinch; así como el revestimiento de tuberías y la corrección de otras causas que ocasionan pérdidas de calor e ineficiencias en la operación.

1.3.2. Objetivos específicos

- Reducir los costos relacionados a la producción de vapor por la caldera Cleaver Brooks.
- Determinar los puntos de pérdidas de calor significativas en el proceso de acondicionamiento del electrolito rico en Tank Farm.
- Presentar una propuesta para mejorar el funcionamiento de los intercambiadores de calor a través de una nueva configuración, con el sistema vapor-electrolito rico.
- Reaprovechar la temperatura de salida del agua de filtros en la red de intercambiadores de calor (en caso no se modifiquen las líneas de los intercambiadores de calor actuales) o aprovechar el calor excedente en servicios de agua potable.
- Reducir la emisión de gases de efecto invernadero generados por la caldera Cleaver Brooks.

1.4. JUSTIFICACIÓN

La justificación de este estudio se encuentra basada en los ahorros de vapor, que son traducidos en menor consumo de combustible y por ende menores gastos por generación de

servicios calientes. Este estudio aborda temas desde determinación de propiedades de los líquidos (cuya información no se tenía actualizada), cálculo de eficiencias para conocer el estado de las operaciones, así como propuestas de reemplazo de combustibles y equipos.

Con el empleo de las mejoras presentadas para esta planta de extracción por solventes se determinará la cantidad de equipos necesarios para el proceso de acondicionamiento de electrolito rico, previo a la etapa de EW. Asimismo, con la reducción de tuberías y recubrimiento de las mismas se obtendrán ahorros económicos significativos.

1.5. CONSIDERACIONES PARA RESOLVER EL PROBLEMA

La determinación de las propiedades de los fluidos involucrados en la transferencia de calor permitirá determinar la eficiencia de los intercambiadores en una forma más exacta.

Mediante el aislamiento térmico de las tuberías donde se transporta fluidos calientes, se reducirá las pérdidas de calor durante el acondicionamiento de electrolito rico en la planta ESDE evaluada.

El empleo de un combustible alternativo al residual R-500, actualmente consumido en planta, reducirá los costos relacionados a la generación de vapor de la planta, a su vez permitirá reducir la cantidad contaminantes ambientales emitidos en el proceso de combustión.

La instalación de sensores de presión y temperatura de tipo digital, permitirán un monitoreo a tiempo real de las temperaturas de entrada y salida a los intercambiadores de calor.

El desarrollo de una lógica y correspondiente sistemas de control en las líneas de los fluidos estudiados y en la caldera Cleaver Brooks, permitirá un monitoreo a tiempo real de las variables involucradas en los procesos de transferencia de calor, con lo cual se definirá los periodos óptimos para realizar el mantenimiento preventivo de los equipos.

Elaborar macros en la página electrónica Excel, para determinar correctamente la eficiencia de los intercambiadores de calor, tomando en cuenta las propiedades actuales de los fluidos.

Obtener valores experimentales de coeficientes de película y resistencias propias del equipo de transferencia de calor.

CAPÍTULO II

DESCRIPCIÓN DE LAS OPERACIONES DE UNA PLANTA DE EXTRACCIÓN POR SOLVENTES

2.1. GENERALIDADES

La planta minera de extracción por solventes y deposición electrolítica (ESDE) estudiada se encuentra ubicada en el departamento de Tacna, al Sur del país, donde se realiza la lixiviación de sulfuros de cobre de baja ley. La planta cuenta con cuatro depósitos lixiviables interconectados entre sí por un sistema de bombeo conformado por tres sub-estaciones. El tipo de lixiviación, del cual procede el PLS (pregnant leach solution) tratado en planta, es de tipo Férrico-Bacteriana (predominantemente Calcopirita), con una relación Py/Cpy: 10.



Imagen 02. Vista panorámica de una planta ESDE y los depósitos lixiviables que posee.

2.2. MÉTODO DE OBTENCIÓN DE CÁTODOS DE COBRE

La recuperación de cobre se encuentra estimada al 36% en un periodo de 10 años, la densidad de riego del mineral es de 4 a 12 L/h-m², con un flujo de riego de 5000 m³/h. Las reservas de mineral son de 1,015x10⁹ TM con una ley de 0.198%.

El área total de la planta es de 10 800 m². El caudal de alimentación a la planta es de 3 910 m³/h de PLS. Esta planta produce cátodos de cobre con una pureza del 99,9995%, a partir de mineral de sulfuros de cobre (primario y secundario), la percolación procedente de los depósitos lixiviables (conocida como PLS) es bombeada hacia el interior de la planta ESDE, la cual cuenta con tres áreas específicas:

- Extracción por solventes (SX)
- Área de tanques (Tank Farm)
- Electrodeposición (EW)

En ellas se transforma una solución con baja concentración de cobre (PLS), en cátodos de cobre de alta pureza. La planta ESDE produce 38 160 TM de cobre.

2.2.1. Lixiviación (LX)

La planta ESDE obtiene el PLS a tratar de la etapa de lixiviación bacteriana, esta ocurre en los cuatro depósitos lixiviables o botaderos. El mineral principalmente está conformado por calcopirita (CuFeS_2) y calcocita (Cu_2S), que es regado con una solución ácida, la frecuencia de riego y reposo dependerá de los siguientes factores:

- Tonelaje y porcentaje de cobre total (%CuT)
- Distribución de cobre total (CuSAC, CuSCN, CuINS)
- Calidad de material lixiviable
- Mineralogía del material lixiviable
- Grado de compactación

La disolución de cobre por lixiviación de este material ha sido posible por la acción del ion férrico y el ácido sulfúrico en el mineral, el ion férrico se obtiene por la actividad de bacterias nativas y el ácido sulfúrico por reacciones del mineral (además de adquirir una cantidad de ácido sulfúrico de una empresa externa).

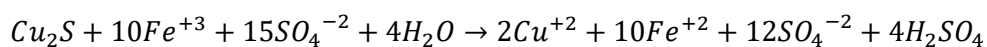


Imagen 03. Vista panorámica del depósito lixiviable Sur.

Luego del periodo de riego y reposo, se obtiene una solución percolada o PLS (la cual contiene al cobre disuelto) este es acumulado y posteriormente bombeado hacia la planta ESDE.

Reacciones involucradas en la lixiviación de sulfuros de cobre secundarios

Como se mencionó anteriormente, las especies predominantes en los depósitos lixiviables son **la calcocita** (Cu_2S) y **la covelita** (CuS) son formados por la lixiviación parcial de la calcopirita. El cobre de estos minerales puede ser disuelto por acción de los iones férrico presentes en la solución de lixiviación. La reacción de la calcocita es muy similar al de la covelita.



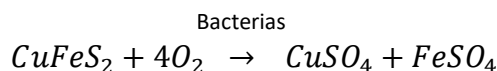
Adicionalmente a la producción de iones de cobre (Cu^{+}), la reacción también reduce el ión férrico (Fe^{+3}) a ión ferroso (Fe^{+2}). Este último no lixivia al cobre, pero es re-oxidado por acción de las bacterias. De esta manera, el hierro es usado para pasar de férrico a ferroso, y luego a regresar a la forma férrica.

Lixiviación de sulfuros de cobre primarios

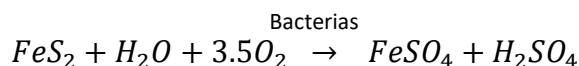
Los sulfuros primarios como la calcopirita se lixivian por acción bacteriana. El mecanismo de lixiviación bacterial puede ser un ataque directo al mineral o bien un mecanismo indirecto en que la bacteria oxida el ión ferroso a férrico, el cual actúa como agente oxidante [1].

Ataque directo

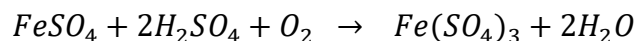
a) Calcopirita:



b) Pirita:



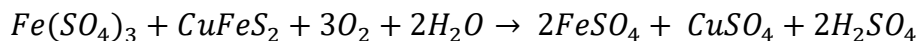
El sulfato ferroso formado como resultado del ataque a la calcopirita y pirita, es oxidado por la bacteria a sulfato férrico.



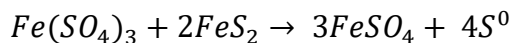
Ataque indirecto

El sulfato férrico formado es un lixivante efectivo oxidando sulfuros como sigue:

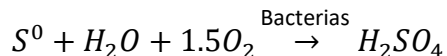
a) Calcopirita:



b) Pirita:



El azufre es oxidado al ion sulfato por la acción bacterial según la reacción:

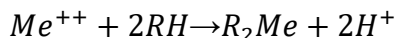


La bacteria que actúa como catalizador para aumentar la velocidad de lixiviación, vive naturalmente en los depósitos lixiviables y se reproducen condiciones especiales (ver Anexo 2).

2.2.2. Extracción por solventes (SX)

Es el proceso físico-químico de separación o extracción de especies metálicas diluidas (iones) contenidos en medios líquidos (solución acuosa), mediante el empleo de medios de extracción también líquidos (solución orgánica), siendo ambas fases completamente inmiscibles entre sí.

Reacción básica de extracción:



El mecanismo de transferencia de la especie(s) metálica(s) depende del tipo de extractante, pudiendo ser de los siguientes tipos:

- Intercambio aniónico
- Intercambio catiónico
- Formación de aductos

En el caso de usar un agente quelante (que es la situación más común para el caso del cobre) el metal en la fase orgánica no está unido directamente a los átomos de carbono, como sería el caso de un compuesto organometálico, sino que, mediante enlaces de coordinación, se une a átomos de oxígeno, nitrógeno o azufre.

El proceso de re-extracción, o descarga de un reactivo orgánico, consiste en la reacción química inversa. Se puede apreciar entonces, que resulta una condición indispensable que las dos fases (acuosa y orgánica) sean completamente inmiscibles entre sí [2]. El concepto de extracción por solventes se encuentra resumido en la figura 03:

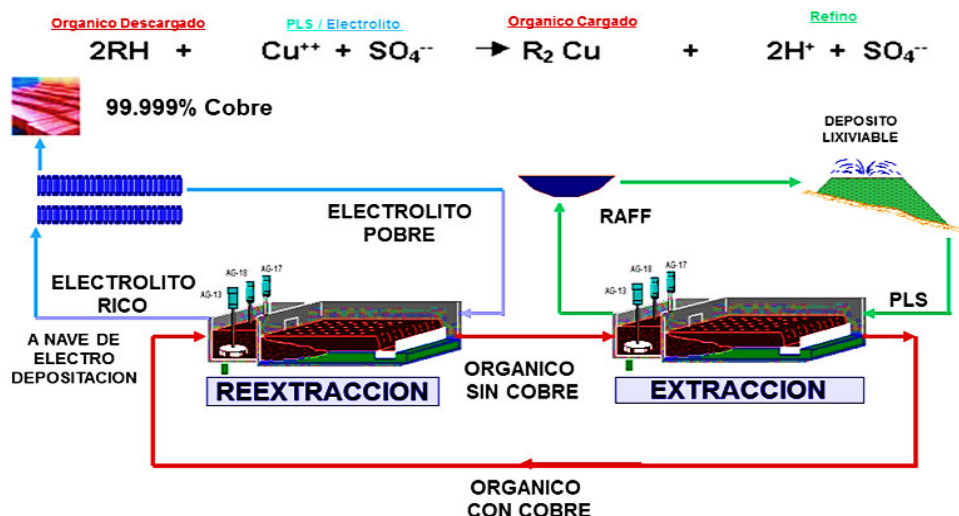


Figura 03. Proceso de extracción por solventes (SX) para la lixiviación del cobre [1].

Objetivos de la extracción por solventes:

- **Concentración:** Incrementar la concentración de un ión metálico valioso en solución. (v.g.: 1,64 g/L de Cu^{2+} a 45 g/L de Cu^{2+}).
- **Purificación:** Purificar una solución de iones metálicos no valiosos e indeseables. (v.g.: purificar una solución de Cu^{2+} de iones Fe^{2+} , Fe^{3+} , Al^{3+} etc.).

Como podemos notar, los iones de cobre de la fase acuosa son intercambiados con los iones hidrógeno disociados de la fase orgánica, de modo que la fase acuosa empobrecida en cobre, va siendo cada vez más ácida.

La planta ESDE estudiada cuenta con un sistema de extracción por solventes conformado por tres trenes (denominados así a un conjunto de sedimentadores o settlers donde ocurren las etapas de extracción y re-extracción al poner en contacto una fase acuosa con una fase orgánica) que trabajan en paralelo con un flujo por tren de 120 m³/h.



Imagen 04. Planta de extracción por solventes, vista de izquierda a derecha de los tres trenes conformados por dos etapas de extracción y una de re-extracción.

En esta la etapa, el PLS entra en contacto con una sustancia orgánica (llamada orgánico descargado) capaz de capturar los iones cobre (Cu^{2+}), la sustancia orgánica que ha capturado la mayor cantidad de iones cobre pasa a llamarse orgánico cargado y el PLS ya con muy baja concentración de Cu^{2+} se denomina Refino (Raff.). Este último junto con el ácido sulfúrico, formarán la solución de riego del mineral fresco y así obtener PLS.



Imagen 05. Vista exterior e interior de los sedimentadores

En esta etapa se considera las siguientes variables operativas:

a) Capacidad de carga de cobre máxima del solvente

La capacidad máxima depende fundamentalmente de la concentración del extractante (Lix 984-NC) en el diluyente (Orfom SX-12) y el pH de la solución acuosa. A mayor concentración de extractante y a más alto pH, la capacidad de carga será mayor; sin embargo, la separación de las dos fases (acuosa y orgánica) se hace más difícil, debido a que aumenta la viscosidad de la mezcla.

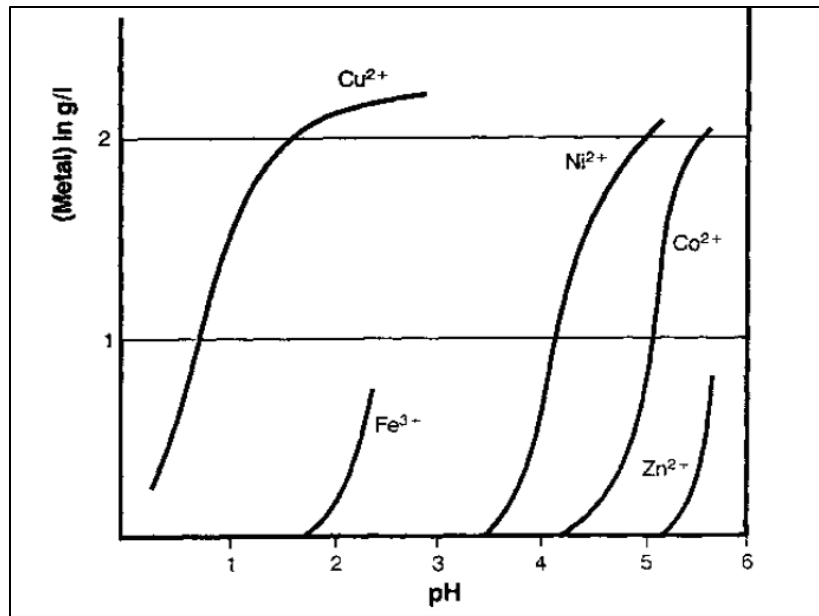


Figura 04. Extractabilidad de elementos metálicos disueltos, en función del pH [2].

b) Concentración del extractante

La concentración de extractante en el diluyente es la variable más importante ya que está en relación con el ratio de extracción de cobre. A una concentración dada, al subir el pH del PLS, la capacidad máxima tiende a un límite (de acuerdo a las curvas de las isotermas de extracción correspondientes); la concentración de la solución orgánica empleada en planta es de 13% de extractante y 87% de diluyente.

c) pH de la solución acuosa

El pH de la solución acuosa inicial (PLS), es la segunda variable en importancia, la experiencia ha demostrado que a menor acidez, mayor será la transferencia o extracción de cobre. El extractante empleado en planta trabaja entre los rangos de pH desde 1,8 a 2,0.

d) Relación de volumen entre las soluciones orgánica y acuosa "O/A"

La relación entre el flujo de solución acuosa y el de solución orgánica en el mezclador, tiene incidencia en la extracción, ha quedado demostrado que a una menor relación O/A, menor grado de extracción.

En la planta estudiada, la relación O/A es de 1/1. La capacidad de un extractante tanto en la sección de extracción como de re-extracción de una planta de SX se basa en las isothermas de extracción (figura 05).

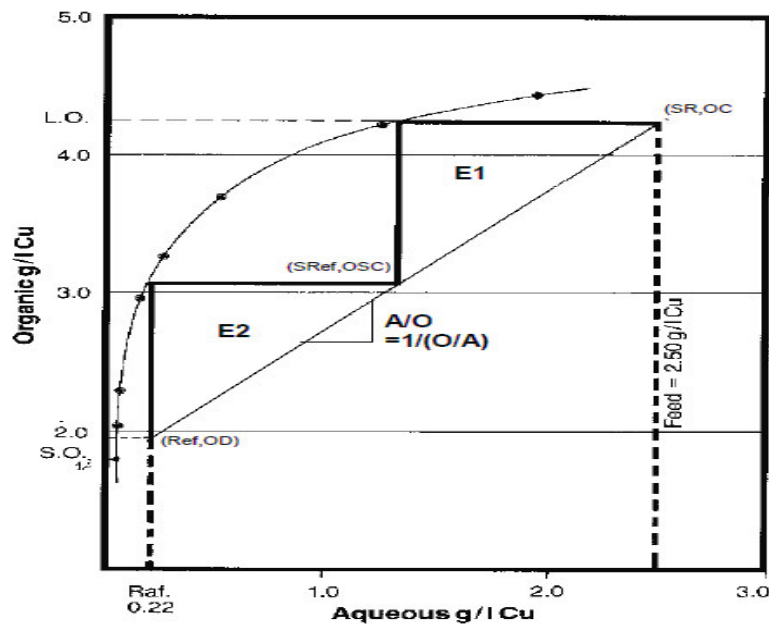


Figura 05. Diagrama McCabe-Thiele empleado en la determinación de la eficiencia de extracción de cobre en la etapa de SX. Orgánico: 8,7 V/V%, LIX 984. Acuoso: 30,7 g/L Cu, 170 g/L H₂SO₄. pH 1,8[2].

e) Tiempo de mezclado

El tiempo de mezclado, para el caso en estudio, es de 3 minutos por etapa.

f) Tiempo separación de fases

Es el tiempo de retención en el sedimentador o settler (figura 06). Se sabe que al trabajar a un tiempo adecuado se logrará separar totalmente las fases, evitando de esta manera los atrapamientos de orgánico y acuoso. En este caso en particular el tiempo de retención en cada separador fluctúa entre 6 a 10 minutos.

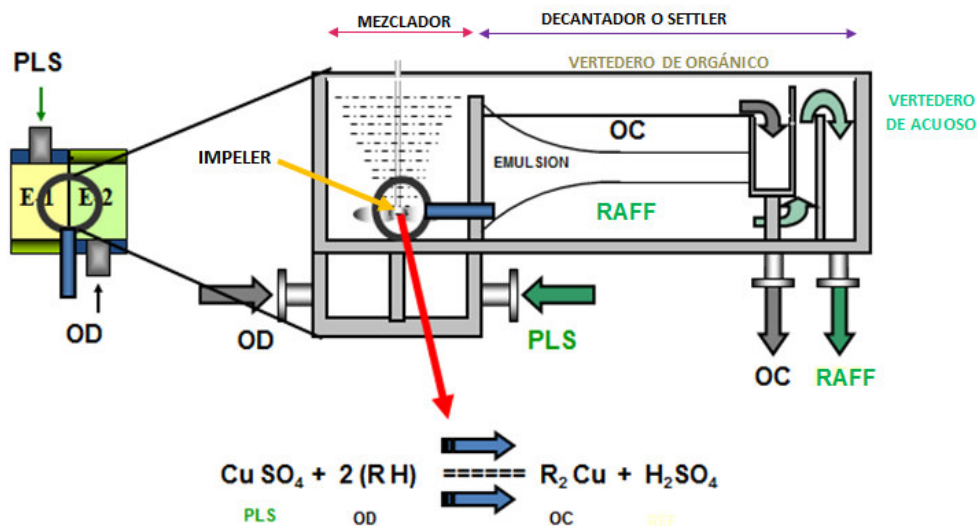


Figura 06. Proceso de extracción del cobre en el sedimentador.

g) Continuidad de fases

Se llama continuidad de fase a la predominancia de una de las fases en la acción de mezclado; si existe la predominancia de la fase orgánica, la continuidad es orgánica y si en caso contrario, la continuidad es acuosa.

En la planta estudiada, se trabaja bajo una continuidad acuosa en la etapa de extracción, así se logra una separación de fases más rápida y se evita los atrapamientos de acuoso en el orgánico cargado, esta continuidad se caracteriza por poseer baja viscosidad, coloración marrón claro y alta conductividad eléctrica.

h) Banda de dispersión o interfase acuoso-orgánico

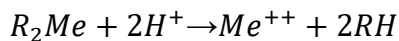
Es aquella zona que se ubica entre la fase orgánica y fase acuosa. Las fases se encuentran mezcladas en forma de burbujas, formando una emulsión. Normalmente esta zona es ancha a la salida del mezclador y va disminuyendo hacia la zona de rebose de soluciones dependiendo del tiempo de retención en el mezclador y sedimentador respectivo. Es aconsejable que esta interfase tenga el menor espesor posible y se ubique siempre en el nivel medio del sedimentador.

2.2.3. Re-extracción por solventes (stripping)

En esta etapa, el orgánico cargado se pone en contacto con el electrolito pobre proveniente de EW y, por acción del pH y acidez de esta solución ácida, los iones cobre de la

fase orgánica son transferidos a la fase acuosa, convirtiendo al electrolito pobre en electrolito rico.

Reacción básica de re-extracción:



Una vez obtenido el electrolito rico, este es dirigido al área de tanques para su purificación.

Cabe señalar, que algunas plantas ESDE emplean una etapa de lavado entre las etapas de extracción y re-extracción con la finalidad de reducir la concentración de impurezas (Fe^{3+} , Mn^{2+} , Cl^-). En este caso en particular, la planta estudiada posee tres trenes, cada tren trabaja en paralelo y está compuesto por tres etapas, dos de extracción y una de re-extracción, estas pueden ser observadas en la imagen 05.

Para el control de fierro en el electrolito se emplea el “bleed” o sangrado de las líneas, el electrolito separado por esta línea se dirige a la poza de Raff. para ser re insertada en el circuito. En esta etapa se considera las siguientes variables operativas:

a) Relación O/A en los mezcladores

Esta variable también tiene incidencia notoria en la re-extracción. Para la etapa de re-extracción, la relación O/A en los mezcladores es de 2/1.

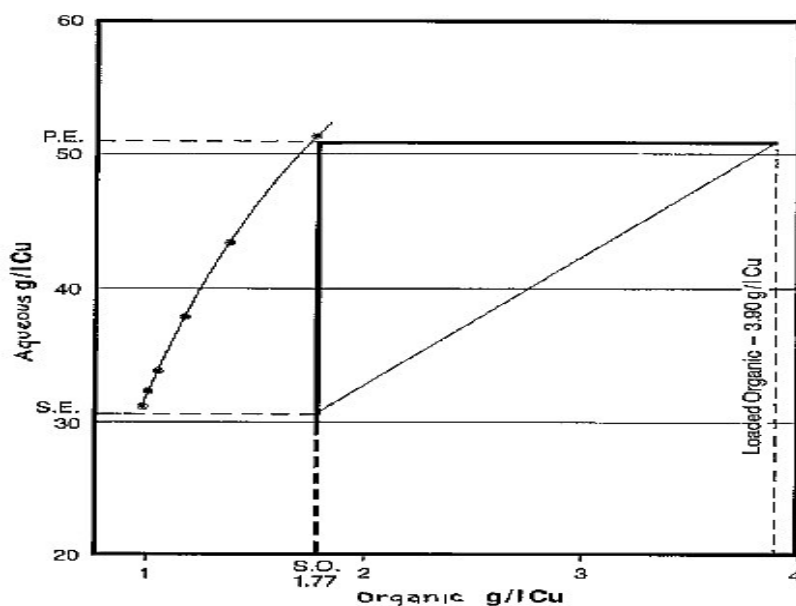


Figura 07. Isoterma de extracción para la etapa de re-extracción del cobre [2].

Orgánico: 8,7 V/V%, LIX 984. Acuoso: 30,7 g/L Cu, 170 g/L H_2SO_4 .

b) Temperatura del electrolito

La temperatura del electrolito influye decisivamente incrementando la eficiencia de re-extracción de cobre y a la vez acelera la separación de las fases de esta etapa influyendo indirectamente en forma similar en la etapa de extracción, se recomienda que la temperatura del electrolito rico fluctúe entre 30°C y 35°C.

c) Contenido de cobre en la solución acuosa electrolítica de re-extracción

El contenido de cobre en la solución electrolítica de re-extracción (electrolito pobre) debe variar entre 27 a 30 g/L, para no restarle acidez al electrolito y pueda despojar al orgánico cargado de la mayor cantidad de cobre.

d) Contenido de ácido sulfúrico en la solución de re-extracción

Para los propósitos de re-extracción cuanto mayor ácido libre tenga el electrolito, mayor será la eficiencia de transferencia, pudiendo conservarse la acidez libre en 170 g/L.

e) Tiempo de mezclado

Al igual que la etapa de extracción, el tiempo es de 3 minutos por etapa.

f) Continuidad de fases

En la etapa de re-extracción es aconsejable trabajar en continuidad orgánica, con ello se evitan los atrapamientos de orgánico en el Raff. Esta continuidad posee alta viscosidad, coloración oscura y baja conductividad eléctrica.

g) Banda de dispersión o interfase acuoso-orgánico

Se debe tener en cuenta el mismo criterio de la etapa de extracción.

2.2.4. Acondicionamiento y almacenamiento (TANK FARM)

Es el espacio de recepción y acondicionamiento de diversas soluciones, tales como: electrolito rico (TK-14), electrolito pobre (TK-15), orgánico cargado (TK-17A), crudo (TK-39, TK-49). Para el caso del electrolito, en esta área se realiza la reducción de contenido de impurezas (tales como material suspendido, hierro y manganeso presentes en la solución) a través de cinco filtros Spintek y columnas de reducción.

Posterior a ello, el electrolito rico es calentado empleando el electrolito pobre procedente de EW, y utilitarios como vapor en los intercambiadores de calor de placas.



Imagen 06. Imagen panorámica del área de Tank Farm.

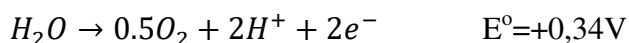
2.2.5. Electrodeposición (EW)

Bajo la denominación "electrodeposición de cobre" se entiende a la obtención de cátodos de cobre de alta pureza, los cuales se producen sumergiendo dos electrodos (cátodo - y ánodo +), en una solución electrolítica de sulfato de cobre (figura 08).

Para realizar la descomposición de la solución de sulfato de cobre, la corriente eléctrica continua entra por el ánodo pasa por la solución y sale por el cátodo.

Al pasar la corriente provoca la deposición de cobre en el cátodo, mientras en el ánodo se descompone el agua dando lugar a burbujas de oxígeno O_2 e iones H^+ , que a su vez originan el H_2SO_4 , parte del cual es arrastrado con las burbujas de aire, produciendo la conocida niebla ácida. Este problema es atenuado con la adición de lentejas de polipropileno (BB's) a las celdas de EW, con ello se impide la liberación del ácido en forma de niebla. Las reacciones que ocurren en esta etapa son:

a) Reacción anódica:



b) Reacción catódica:



La reacción global es:

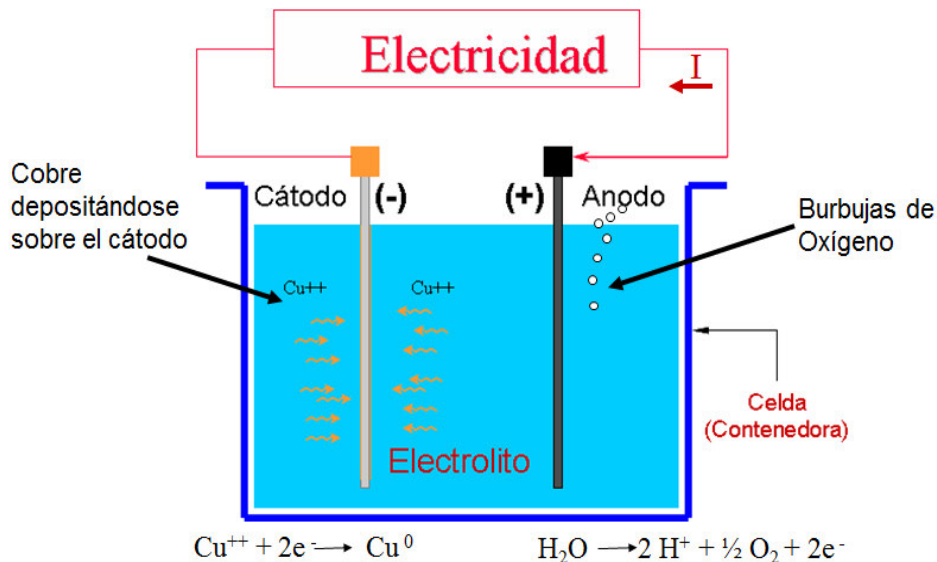
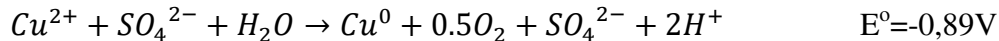


Figura 08. Esquema de electrodeposición del cobre y reacciones ocurridas en la misma [3].

Además de la tensión de descomposición, deben vencerse otras resistencias, tal como se detalla en la tabla 03. El voltaje total de celda para electrodeposición está en el rango de 2 a 2,5V, comparado a solamente 0,2 – 0,25V para la refinación del cobre.

Tabla 03. Resistencias presentes en la celda de deposición, proceso EW [4].

Descripción	Voltaje requerido (V)
Potencial de descomposición para producir Cu^0	0,9
Sobrevoltaje anódico	0,6
Caída de voltaje en el electrolito ($V=IR$)	0,05
Potencial en el cátodo debido al orgánico y a la polarización	0,05
Conexiones en el ánodo y cátodo , Busbar y pérdidas por conducción	0,5
Voltaje total por celda	2,1

La energía eléctrica por tonelada de cobre producido es directamente proporcional al voltaje de celda, es decir:

$$\left(\frac{kW}{TM \text{ de cátodo}} \right) = \frac{V \times 8,4 \times 10^4 \times A \cdot h / TM}{1\,000 \times CE / 100}$$

donde:

V= Voltaje de celda

CE= Eficiencia de celda

Se puede ver que la energía consumida en electrodeposición es aproximadamente diez veces la consumida en electrefinación, es decir, 200 a 2 500 kW-h/TM energía DC. (2 100 a 2 700 kW-h AC contabilizado por rectificación).

Para mayores detalles sobre el diseño y características de los electrodos empleados en esta etapa, revisar Anexo 04.

2.3.ETAPA DE ELECTRODEPOSICIÓN DEL COBRE

2.3.1. Características de las celdas de electrodeposición

En la planta ESDE, para la etapa de electrodeposición se cuenta con 122 celdas de concreto éster vinílico, cada una contiene 61 ánodos y 60 cátodos. La tecnología empleada para el proceso de electrowinning en planta es la de “Cátodo permanente Mount ISA”.

Las celdas están conectadas eléctricamente en serie. Cada una de las filas están conectadas a un rectificador; por ello la planta cuenta con cuatro rectificadores, cada uno con una capacidad de corriente continua de 23 000 A y 299 V. Según el diseño la eficiencia de corriente es de 95% y el diseño de la densidad de corriente es de 258,3 A/m² (24 A/ft²), pudiendo llegar a un máximo de 323 A/m² (30 A/ft²).



Imagen 07. Cosecha de cátodos en la nave de EW.

2.3.2. Flujo de electrolito rico en la planta de electrodeposición

El electrolito rico es bombeado desde el tanque de recirculación a la tubería principal de alimentación de la nave de EW, ésta distribuye el electrolito a cada una de las celdas de la nave por separado.

Al finalizar la deposición del cobre en las planchas de acero, el rebose de cada una de las celdas es colectado en una tubería de descarga y retorna por gravedad al tanque de recirculación. Del total del electrolito procedente de la etapa de EW, un cuarto del flujo es bombeado a la etapa de extracción por solventes. El flujo restante es mezclado con el electrolito rico proveniente de SX (en el tanque 14), para retornar a las celdas de electrodeposición (figura 09).

Las celdas cuentan con un drenaje en la parte inferior y tiene diferentes accesorios como soportes de tuberías, soportes para los pisos, de las barras de conexión eléctrica o "BUSBAR" además de cajas de rebose del electrolito. La alimentación a las celdas es a través de un sistema de distribución que consta de una tubería perforada ubicada en el fondo de la celda. Esta tubería permite distribuir, de manera uniforme, el electrolito por las caras del cátodo. Cada una de las celdas tiene una válvula de control de flujos.

Los ánodos son instalados de forma intercalada, de esta manera existe un cátodo entre dos ánodos. El flujo de corriente es conectado a los ánodos y cátodos desde el rectificador al final de la fila de celdas. Se debe tener un flujo igual de amperaje en cada una de las celdas.

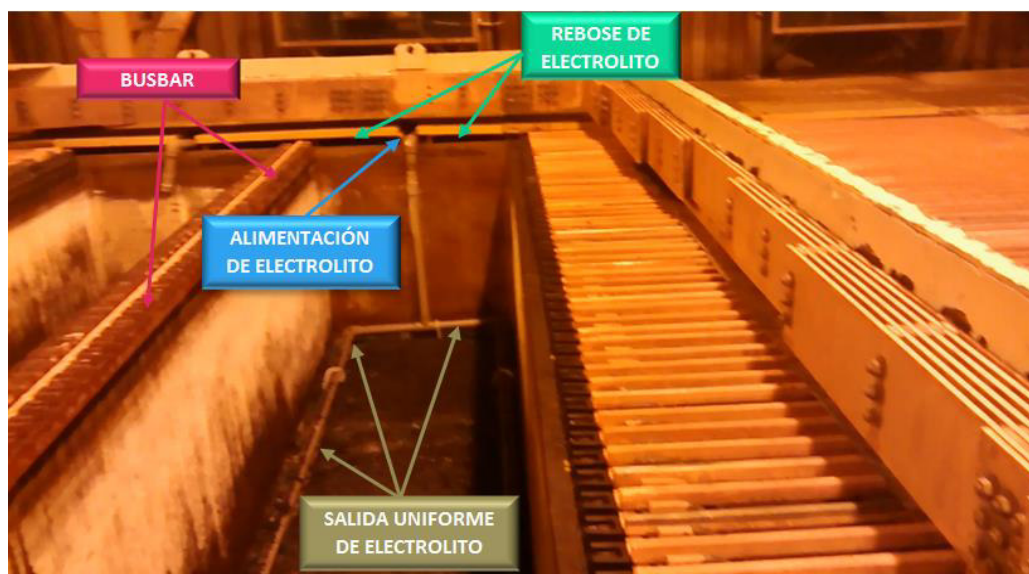
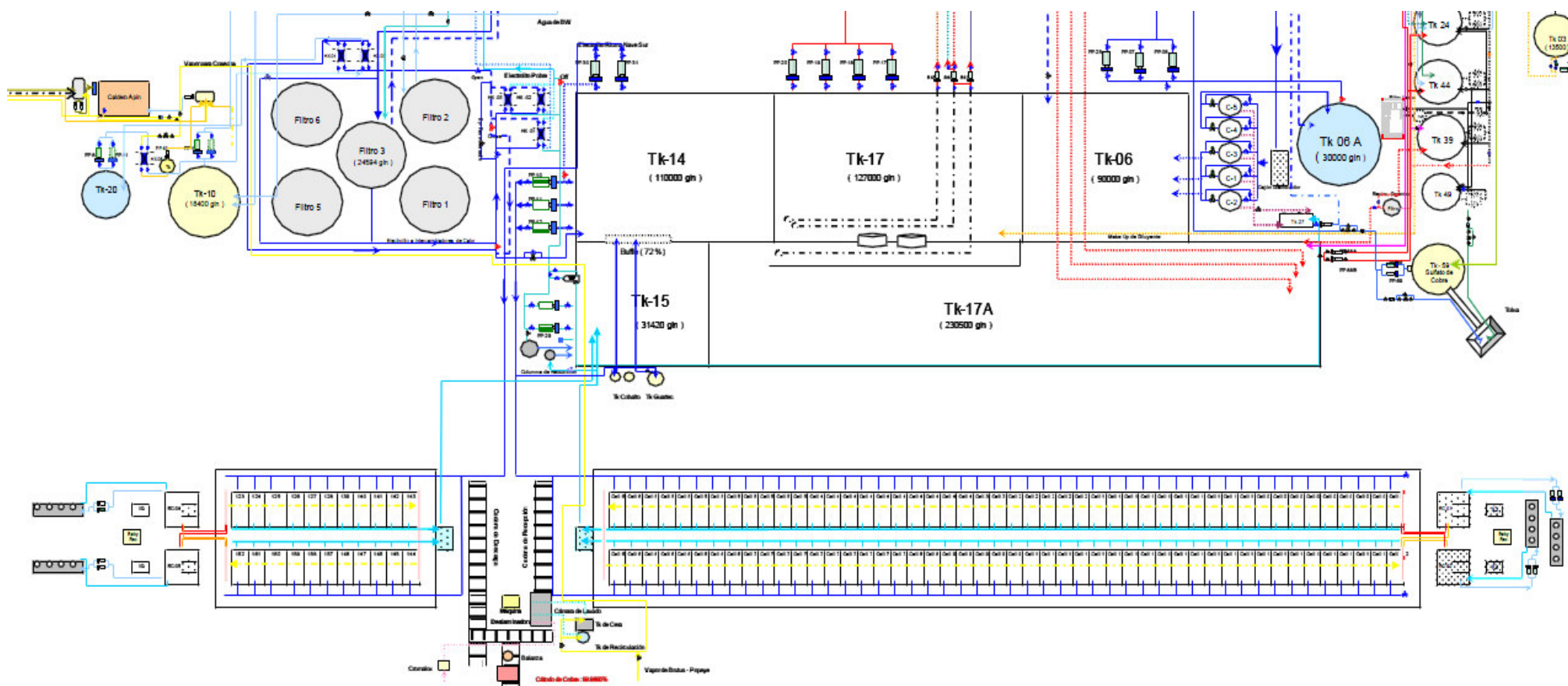


Imagen 08. Partes de una celda de electrodeposición vacía.



Leyenda:

—	Electrolito rico	—	Orgánico cargado	—	Crudo
—	Electrolito pobre	—	Vapor de agua		

Figura 09. Diagrama parcial de las zonas de Tank Farm y EW, recorrido de diferentes fluidos.

Los cátodos son conectados al polo negativo del rectificador y la corriente es enviada a través de todas las celdas conectadas por medio de la barras de contacto, de igual manera el polo positivo del rectificador es conectado a los ánodos y se conecta entre las celdas por intermedio de la barra de contacto.

El cobre es depositado en la plancha de acero por siete días, luego de los cuales los cátodos (con un peso entre 25-30 kg) son removidos de la celda para enviarlos a la etapa de cosecha o de retiro de la plancha de cobre depositada.

Luego de esta etapa, las planchas de acero son retornadas a las celdas de EW. La producción diaria es de 106 TM. En el Anexo 03 se presenta un cuadro con las principales condiciones de diseño de la planta en la etapa de EW.

2.3.3. Parámetros de control durante la electrodeposición

a) Contenido de cobre

En la etapa de EW no es recomendable operar con un contenido de cobre menor a 30 g/L en el electrolito, ya que la calidad de cobre catódico se deteriorará y se obtendrá un mayor contenido de azufre en el depósito.

La presencia de más de 50 g/L de cobre puede provocar la formación de cristales de cobre en las tuberías y pasivación de los ánodos. Por ello la planta estudiada maneja un contenido de cobre de 35-40 g/L en el electrolito rico.

b) Contenido de ácido

Si la concentración sobrepasa 180 g/L la corrosión del ánodo es mayor; por el contrario, si la concentración es menos de 150 g/L el cobre catódico depositado será blando y difícil de desmontar. Otros problemas generados son la reducción de la conductividad del electrolito y por consiguiente el aumento del costo de la electricidad. Para el caso estudiado, la acidez de la solución fluctúa entre 150-180 g/L.

c) Concentración de cobalto

El cobalto proviene de la adición de sulfato de cobalto al electrolito rico durante su acondicionamiento en el área de Tank Farm. Esta operación es requerida para evitar el incremento del sobrepotencial del ánodo (lo que ocurre a concentraciones de Co inferiores a 100 ppm).

Además la adición de cobalto reduce la corrosión del ánodo y por tanto alarga la vida útil del mismo.

d) Cloruros Cl^-

La presencia de concentraciones mayores a 30 ppm de cloruros en la solución del electrolito incrementa la posibilidad de picaduras en las planchas de acero inoxidable del cátodo, lo que genera posteriores problemas en la etapa de deslaminado de las planchas de cobre.

También se ven afectados el depósito y la orientación de los cristales de cobre depositado de lo cual resulta un granulado más grueso (mayor grado de estriación) y con ello un aumento del nivel de impurezas en el depósito.

e) Orgánico

El orgánico que esté presente en el electrolito de la planta electrolítica puede afectar la distribución del depósito de los cristales de cobre por lo que resulta un depósito quebradizo con mayor cantidad de impurezas.

El orgánico se adhiere a las planchas de acero inoxidable y el resultado será una quemadura orgánica que produce cátodos de cobre de mala calidad. Por tal motivo el objetivo de toda planta ESDE es evitar la presencia de orgánico en esta etapa.

f) Hierro

El nivel de operación del hierro en el electrolito depende de la cantidad de hierro transferida a través de la extracción por solventes (por arrastre químico o físico).

A mayores concentraciones de hierro en el electrolito, la eficiencia de la corriente disminuye y en cierto grado mejora la calidad del cátodo. Sin embargo, si el cátodo es de baja calidad el hierro será atrapado, lo que llevará a un aumento de las impurezas del depósito. Una concentración de hierro aceptable es de 0,5 a 2,5 g/L.

g) Reactivo Guartec

Las tasas de adición son específicas para cada planta. Cuando se agrega al electrolito, este reactivo puede ayudar a lograr un buen depósito de cobre a alta densidad de corriente y a baja temperatura del electrolito (imagen 09). Dosificación común en planta: 150 a 250 g/TM de cobre catódico.



Imagen 09. Grados de estriación del cobre metálico, de izquierda a derecha se incrementa de estriación en el cobre metálico depositado.

h) Densidad de corriente

A baja densidad de corriente (100 a 200 A/m²) se reducen otros efectos en la calidad del cátodo (baja temperatura, bajo contenido de cobre, etc.). A niveles de corriente de 250 a 300 A/m² se puede obtener cobre catódico de buena calidad en condiciones constantes de operación. El nivel óptimo de esta planta es de 280 A/m².

i) Temperatura de la celda: Meta 45 - 50 °C

Es importante mantener la temperatura tan constante como sea posible para minimizar el desprendimiento de óxido de plomo del ánodo. (45 ± 2°C). Una temperatura menor de 30°C puede generar un grano más grueso lo que significa: cobre catódico de menor calidad. Una temperatura de más de 50 °C puede degradar el orgánico en la planta de extracción por solventes.

2.4.EQUIPOS EMPLEADOS PARA EL ACONDICIONAMIENTO DEL ELECTROLITO

2.4.1. Sistema de limpieza o purificación: Filtros Spintek

La planta cuenta con un sistema de limpieza conformado por cinco filtros Spintek a los cuales ingresa electrolito rico proveniente del TK-14 para así eliminar las impurezas presentes en la solución. El electrolito pasa a través de un lecho conformado por granate, antracita y cuarzo, lo que permite una adecuada limpieza, saliendo una solución con concentración de Fe³⁺ (<2,5 g/L) y Mn²⁺ (8 ppm) adecuados para la etapa de EW.



Imagen 10. Filtros Spintek localizados en el área de Tank Farm.

2.4.2. Sistema de calentamiento del electrolito rico

Intercambiadores de calor de placas

a) Proceso de acondicionamiento del electrolito rico para su ingreso a la etapa de EW

Esta planta cuenta con una red de intercambiadores de calor compuesto por seis (06) intercambiadores de placas, distribuidos como muestra la tabla 04:

Tabla 04. Sistema de intercambiadores de calor y fluidos involucrados

Intercambiador	Fluido frío	Fluido caliente
HX-01, HX-02, HX-03	Electrolito rico	Electrolito pobre
XH-04, HX-05	Electrolito rico	Agua
HX-06	Agua	Vapor de agua

Estos intercambiadores permiten acondicionar y calentar al electrolito rico procedente de la etapa de limpieza en los filtros Spintek, y que se dirige hacia la etapa de electrowinning (EW). Para mayor información revisar el Anexo 05. Los intercambiadores de calor son de vital importancia, ya que gracias a este re-aprovechamiento de energía, se reduce los costos implicados en el calentamiento del electrolito



Imagen 11. Intercambiador de calor agua-vapor HX-06.

b) Calentamiento del electrolito rico por medio de los HX

Durante este proceso, se requiere de vapor de agua (el cual es generado por la caldera Cleaver Brooks) para calentar agua en uno de los intercambiadores de la planta (HX-06) posteriormente, el agua caliente cederá calor al electrolito rico (proveniente de los intercambiadores de calor HX-01, HX-02 y HX-03) en los intercambiadores HX-04 y HX-05, antes de su ingreso al tanque de almacenamiento (TK-14), para finalmente dirigirse a la nave de EW.

Caldera Cleaver Brooks

El servicio empleado es vapor a 344,7 kPa (50 Psi) este es suministrado por la caldera de vapor Cleaver Brooks (imagen 12), la cual emplea residual R-500 (en adelante R-500) como combustible. Esta caldera es una de las tres con la que cuenta la planta y es empleada para la generación de vapor de agua que alimenta al HX-06 y suministra de vapor al área de cosecha, para la etapa de deslaminado de las planchas.



Imagen 12. Caldera Cleaver Books empleada para la generación de vapor de alimentación al intercambiador de calor HX-06.

2.4.3. Sistema de traslado de fluidos

Tuberías, línea de vapor, electrolito y agua

Tanto el electrolito, agua y vapor de agua son trasladados por tuberías, el flujo es impulsado por un conjunto de bombas centrífugas (dos por línea, de las cuales una se encuentra en modo stand-by), la mayoría de las tuberías son de acero inoxidable 316L con un diámetro de 8 pulgadas o su equivalente a 0,302 m. Estas líneas conectan a las zonas de extracción por solventes, Tank Farm y EW (figura 07). Todas las tuberías se encuentran debidamente identificadas y rotuladas, además en ellas se indica la dirección del flujo. Las tuberías cuentan con sensores analógicos de presión y temperatura, estos están ubicados a la entrada y salida de los intercambiadores de calor y en la entrada a los tanques de almacenamiento (sensores de temperatura).

CAPÍTULO III

MARCO TEÓRICO

3.1. FORMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

3.1.1. Proceso de conducción

Definición: La conducción es el mecanismo de transmisión del calor por contacto, donde, al existir una gradiente de temperatura, ocurre la transmisión de calor de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en sólidos, líquidos y gases. En los líquidos y gases la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio, mientras que en los sólidos se debe a las vibraciones moleculares en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres. [7]

Al caso más sencillo de transferencia de calor ocurre cuando la temperatura del sistema permanece constante, a lo cual denominamos régimen estacionario; este caso es aplicado con fines prácticos para sistemas que no impliquen generación ni acumulación de calor.

El flujo de calor “q” es la cantidad de calor transmitido por conducción por unidad de tiempo y por unidad de superficie, esta es proporcional a la gradiente de temperatura y el área normal a la dirección de la transferencia de calor, la ecuación que gobierna la transferencia de calor por conducción se basa en la ley de Fourier:

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

donde:

q: Rapidez de transferencia de calor

k: Conductividad térmica del material

A: Área de transferencia de calor

$\frac{dT}{dx}$: Gradiente de temperatura en dirección del flujo de calor

El signo menos es una consecuencia del hecho de que el calor se transfiere en la dirección de la temperatura decreciente. Así, la gradiente de temperatura (dT/dx) es negativa.

La conductividad térmica de un material se puede definir como la velocidad de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura. La conductividad térmica de un material es una medida de la capacidad de un material para conducir calor. Es una propiedad física de cada sustancia, y puede variar ligeramente en función de la temperatura y de las características particulares del material. La conductividad térmica de los sólidos es mayor que la de los líquidos, que a su vez es mayor que la de los gases. Un elevado valor de k indica que el material es un buen conductor de calor, mientras que un valor bajo indica que es un mal conductor o que es un aislante [7].

La figura 10 muestra el comportamiento de la conductividad de diversas sustancias cuando hay variación de temperatura [8].

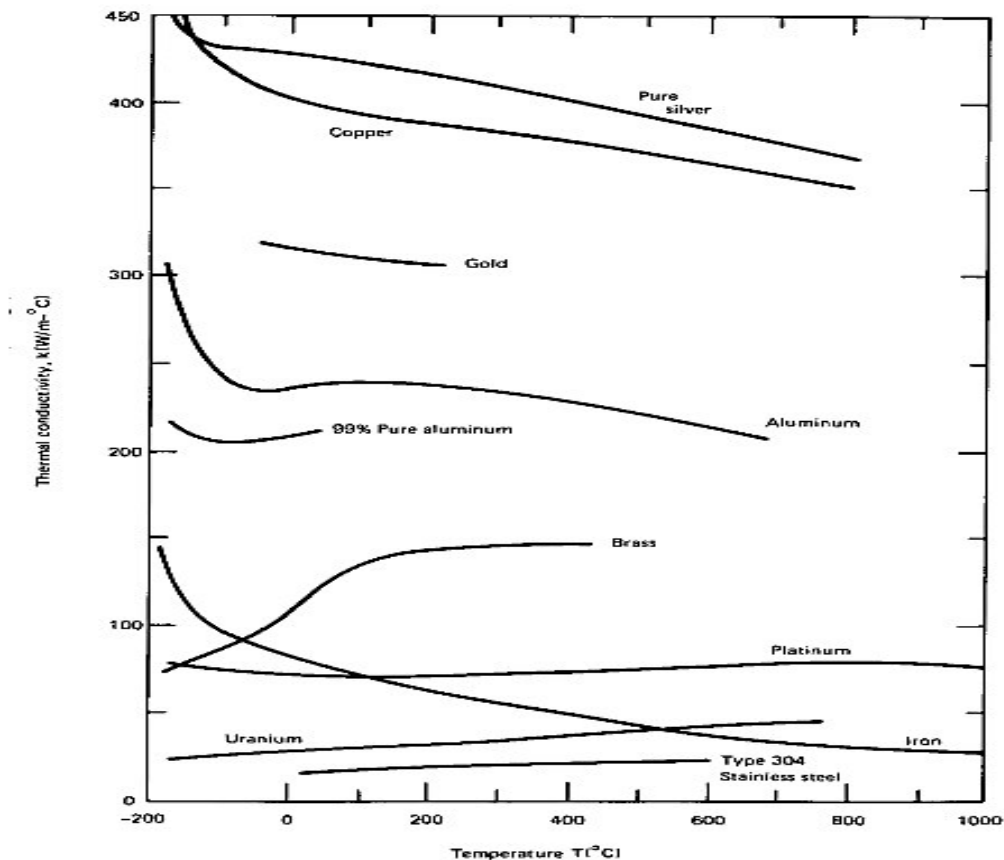


Figura 10. Variación de la conductividad térmica (k) de sólidos metálicos con la temperatura [11].

La conductividad térmica del material se toma, de forma práctica, como constante. En caso de trabajar en un sistema donde el fluido cambia de temperatura, el valor promedio de la

conductividad térmica ha de ser empleado.

Los valores de dicha variable pueden ser muy diferentes, desde aislantes con conductividades del orden de varias centésimas (0,04 W/m-K para lana de vidrio; 0,024 W/m-K para poliuretano tipo II; 0,029 W/m-K para poliestireno tipo V) a metales puros con valores del orden de varias decenas (40 W/m-K para el acero, 100 W/m-K para el cobre). [11]

3.1.2. Proceso de convección

La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de la mezcla. Supóngase que un recipiente con un líquido se coloca sobre una superficie caliente. El líquido que se encuentra en el fondo del recipiente se calienta y se vuelve menos denso que antes, debido a su expansión térmica. El líquido adyacente al fondo también es menos denso que la porción superior fría y asciende a través de ella, transmitiendo su calor por medio de mezcla conforme asciende.

La transferencia de calor del líquido caliente del fondo del recipiente al resto, es convección natural o convección libre. Si se produce cualquier otra agitación, tal como la provocada por un agitador, el proceso es de convección forzada. Este tipo de transferencia de calor puede ser descrito en una ecuación que imita la forma de la ecuación de conducción y es dada por la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = hA(T_w - T_{\infty}) \quad (2)$$

En este caso la constante de proporcionalidad se conoce como coeficiente de convección o coeficiente de película, h . Dicho coeficiente de convección presenta gran variación en función del tipo y cantidad de movimiento que presente el fluido, así como de su estado, e incluso del mismo gradiente de temperaturas pared-fluido ($T_w - T_{\infty}$).

Respecto a su estado, cabe diferenciar el caso de gases, líquidos o fluidos que en las condiciones de trabajo presenten cambios de fases (tuberías bifásicas). Como órdenes de magnitud se pueden señalar [13]:

Caso de gases:

- Con movimiento natural del orden de varias unidades ($1-10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$).
- Con movimiento forzado del orden de varias decenas ($10-100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$).

Caso de líquidos:

- Con movimiento natural del orden de algunas centenas ($100 \text{ W/m}^2 \text{ K}$).
- Con movimiento forzado del orden de algunos millares ($1\,000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$).

Caso de fluidos en cambio de fase

- Del orden de algunos millares ($1\,000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$)

Los diversos valores que presenta el coeficiente de convección, según el estado en el que se encuentre la sustancia estudiada, hace que el comportamiento al paso de calor en el caso de gases sea muy diferente con respecto a los demás. Por tal motivo, se considera que, la resistencia térmica que ofrece un líquido o un fluido en cambio de fase es despreciable frente a la que ofrece un gas.

Los sistemas cilíndricos a menudo experimentan gradientes de temperatura sólo en la dirección radial y, por consiguiente, se tratan como unidimensionales,

Además, bajo condiciones de estado estable sin generación interna de calor, estos sistemas se analizan con el método estándar, que comienza con la forma apropiada de la ecuación de calor.

Por tal motivo, en adelante se mencionará los tipos de resistencias existentes para el caso particular de una capa cilíndrica.

Resistencias térmicas convectivas en caso de capa cilíndrica

Particularizada la ecuación 2 al caso de una capa cilíndrica en que tengamos una diferencia de temperaturas ΔT entre la superficie y el fluido:

$$q/H = \frac{\Delta T}{1/(2\pi r h_{conv})} \quad (3)$$

Donde se define la resistencia térmica por convección de una placa plana como:

$$R_{conv_cilindrica} = \frac{1}{2\pi r h_{conv}} \quad (4)$$

3.1.3. Proceso de radiación

Hasta el momento hemos observado que para que ocurra la transferencia de calor se

necesita de un medio para poder desarrollarse (líquido, sólido, gas); sin embargo, este no es un requisito excluyente, ya que el calor también se puede transferir a regiones donde existe el vacío perfecto. En este caso, el mecanismo es la radiación electromagnética [14].

La ecuación que rige el intercambio de calor por radiación es la de Stefan-Boltzman, la cual considera que la densidad de flujo de calor por unidad de área es proporcional a la diferencia a la cuarta potencia de temperaturas entre superficies. La temperatura se expresa en grados Kelvin (K).

$$\frac{q}{A} = C(T_{sup1}^4 - T_{sup2}^4) \quad (5)$$

En este caso la constante de proporcionalidad C presenta diferentes valores en función de las propiedades radiantes de las superficies (coeficiente de emisión), y de la forma del recinto (distancias y ángulos entre superficies), siendo en general difícil su determinación exacta.

En el caso de que la superficie en estudio sea de menor tamaño que las de su entorno (como el caso analizado), la anterior ecuación se reduce a:

$$\frac{q}{A} = \epsilon \sigma (T_{sup1}^4 - T_{sup2}^4) \quad (6)$$

En donde, σ es la constante de Stefan-Boltzman ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-K}^4$) y ϵ es el coeficiente de emisión de la superficie en estudio.

Los valores del coeficiente de emisión (a longitudes de onda larga del entorno de $9 \mu\text{m}$ para temperaturas del orden de $50 \text{ }^\circ\text{C}$) dependen del tipo de superficie, siendo claramente diferentes el caso de superficies metálicas (0,05 para metálica brillante; 0,25 para metálica opaca; 0,5 para pinturas metálicas) y el resto de superficies (0,88 para pinturas, plásticos, ladrillos; 0,90 para pinturas no metálicas de color oscuro). Como valor medio se toma en general 0,9 [13].

En la práctica se desconoce normalmente el valor de las temperaturas superficiales del resto de superficies T_{sup} , por lo que se asume que ésta es igual a la temperatura del aire. Dando la forma de la ecuación 2:

$$\frac{q}{A} = h_{rad} \Delta T \quad (7)$$

Donde ΔT representa la diferencia de temperaturas entre la pared y el medio (aire) dicha

diferencia se contabiliza en °C o K.

Así, el valor del coeficiente de convección equivalente en radiación será (suponiendo la temperatura del resto de superficies igual a la del aire y expresando la temperatura en K):

$$h_{rad} = \epsilon \sigma (T_{sup} + T_{aire})(T_{sup}^2 + T_{aire}^2) \quad (8)$$

Resistencias térmicas por radiación

A continuación se presenta breves conceptos y definiciones de sistemas aislantes, así como las ecuaciones que serán empleadas en el presente estudio.

3.1.4. Sistemas aislantes

Un aislante térmico es aquel material o conjunto de materiales con baja conductividad. Existen diversos tipos de aislantes, un parámetro especial del sistema es su densidad global (masa del sólido/volumen total), que depende en gran medida de la forma en la que se interconecta el material sólido. [8]

Resistencias térmicas conductivas en caso de capa cilíndrica

Particularizada la ecuación 3 al caso de una capa cilíndrica en que sus superficies tengan una diferencia de temperaturas ΔT , tenemos:

$$\frac{q}{H} = \frac{\Delta T}{\ln(r_{ext}/r_{int})/2\pi k} \quad (9)$$

Donde se define la resistencia térmica por conducción de una capa cilíndrica como:

$$R_{cond_{cilindrica}} = \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi k} \quad (10)$$

3.1.5. Calor intercambiado en un elemento compuesto por diferentes capas

Caso de capa cilíndrica

Para capa cilíndrica tenemos la constancia del flujo de calor por unidad de longitud, es decir:

$$q/H = \frac{\Delta T_{int}}{R_{conv-rad_{cilindrica,int}}} = \frac{\Delta T_i}{R_{cond_{cilindrica,i}}} = \frac{\Delta T_{ext}}{R_{conv-rad_{cilindrica,ext}}} \quad (11)$$

De donde se obtiene, simplemente sumando numeradores y denominadores, y contabilizando todas las capas:

$$q/H = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv,int}} + \sum_{capas\ material} \frac{\ln(r_{i+1}/r_i)}{2\pi k} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv_rad, ext}}} \quad (12)$$

Las superficies interiores de la tubería están a la misma temperatura y por tanto, aunque el fluido sea un gas, el intercambio de calor por radiación es despreciable (o nulo). Consecuentemente, en el interior sólo se considerará el intercambio de calor por convección. Y que en general se expresa como:

$$q/H = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{conv_{cilindrica,int}} + \sum_{capas\ material} R_{cond_{cilindrica,i}} + R_{conv-rad_{cilindrica,ext}}} \quad (13)$$

3.2. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Definición: Se denomina intercambiadores de calor a los equipos o dispositivos cuya función es la de transferir calor entre dos corrientes en un proceso.

Aplicación: Los intercambiadores de calor son empleados en diversas industrias debido a las ventajas que ofrecen a una determinada operación. Estos equipos usualmente son empleados como:

- Sistemas de generación de energía (caldera y condensador en centrales).
- Sistemas de refrigeración (radiadores).
- Sistemas de calefacción (calderas y radiadores).
- Usos diversos en la industria química.
- Circuitos frigoríficos y bombas de calor.

3.2.1. Tipos de intercambiadores

Según el proceso de transferencia de calor

- a) **Intercambiadores de contacto indirecto:** Si los fluidos en el sistema se encuentran separados por una capa térmica conductiva de intercambio de calor (para así prevenir el mezclado entre los mismos).

- b) **Intercambiadores de contacto directo:** Si los fluidos son inmiscibles (v.g.: gas y líquido) por lo que no requerirán separaciones físicas cuando se transfiera calor.

Según el arreglo de flujos

Intercambiadores de simple paso

a) Flujo a cocorriente

Las distribuciones de temperatura de los fluidos caliente y frío se muestran en la Figura 11, la mayor diferencia de temperaturas ΔT se encuentra al inicio del proceso, y ésta se va reduciendo conforme ocurre el contacto entre los fluidos (cuando aumenta x), finalmente ambas temperaturas logran un equilibrio en donde ΔT es mínimo.

Para este sistema; el fluido frío, a la salida del intercambiador, nunca excederá la temperatura de salida del fluido caliente. El cálculo de la temperatura media logarítmica (LMTD) se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío, en estas se realizan las siguientes suposiciones:

- El único intercambio de calor es entre los fluidos caliente y frío.
- La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante.
- Los cambios de energía potencial y cinética son despreciables.
- Los calores específicos del fluido son despreciables.
- El coeficiente global de transferencia de calor permanece constante.

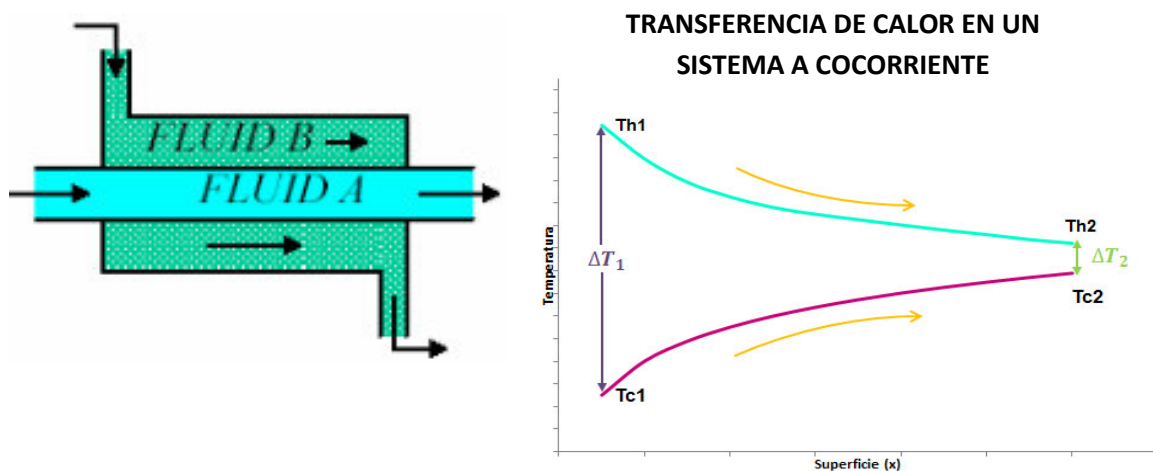


Figura 11. Representación y diagrama de transferencia de calor en un flujo a cocorriente.

En este tipo de sistema la LMTD viene definida como:

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (14)$$

donde:

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1} \quad (15)$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2} \quad (16)$$

Durante el proceso de transferencia de calor, los calores específicos (así como el coeficiente global de transferencia de calor) varían; sin embargo, en la práctica tales variaciones no son significativas, y se puede trabajar con valores promedio de Cp_h , Cp_c y U . [8]

Los subíndices h y c denotan a las corrientes caliente (hot) y fría (cold) respectivamente. Aplicando un balance de energía a cada uno de los elementos diferenciales de la figura 11, se tiene:

$$dq = -m_h Cp_h dT_h \equiv -C_h dT_h \quad (17)$$

$$dq = -m_c Cp_c dT_c \equiv -C_c dT_c \quad (18)$$

donde:

Cp_h y Cp_c : Capacidad calorífica de los flujos caliente y frío,

m: Flujo másico del fluido

dT: Diferencial de temperatura

Luego de integrar las ecuaciones a lo largo del intercambiador de calor, obtenemos:

$$q = U \cdot A \cdot LMTD \quad (19)$$

b) Flujo a contracorriente

Es considerado como el tipo de intercambio de calor de mayor eficiencia, los fluidos entran por extremos opuestos de la superficie intercambiadora y fluyen separados, en direcciones opuestas, tal como se aprecia en la figura 12. Este tipo de intercambio de calor genera las temperaturas más elevadas en el metal de los tubos intercambiadores.

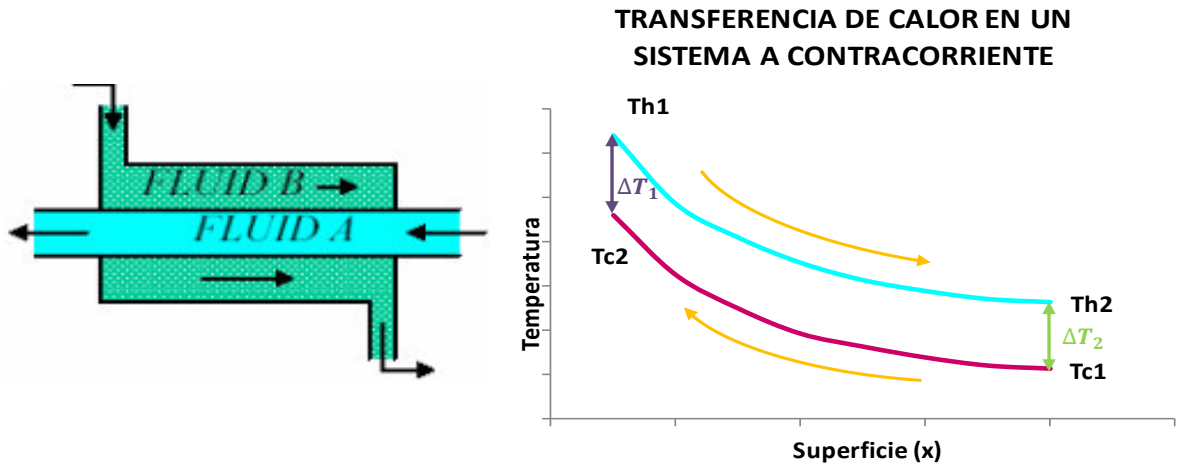


Figura 12. Representación y diagrama de transferencia de calor en un flujo a contracorriente.

La distribución de temperaturas, presenta un ΔT inicial menor que en el caso de flujo paralelo, y esta diferencia no presenta un cambio notorio a lo largo del área de intercambio de calor. Para este caso, temperatura de salida del fluido frío puede exceder la temperatura de salida del fluido caliente.

En un intercambiador a contraflujo las diferencias de temperaturas en los puntos extremos presentan la misma definición de las ecuaciones (15) y (16):

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2}$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1}$$

Al comparar el valor de la LMTD a cocorriente y a contracorriente, se observa que con las mismas temperaturas de entrada y salida, la LMTD para el contraflujo excede la del flujo paralelo. Por consiguiente, el área superficial requerida para efectuar una misma transferencia de calor “q” es más pequeña para el contraflujo que para el flujo paralelo, suponiendo el mismo valor de U. [8]

c) Flujo cruzado

En este caso los fluidos fluyen de manera perpendicular uno con respecto al otro. Los intercambiadores de flujo cruzado son empleados en sistemas donde se presenta el cambio de fase en una de las corrientes, las ecuaciones habituales de transferencia de calor pueden ser usadas si se emplea un factor de corrección F:

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2} \quad (20)$$

$$q = U \cdot A \cdot F \cdot MLDT \quad (21)$$

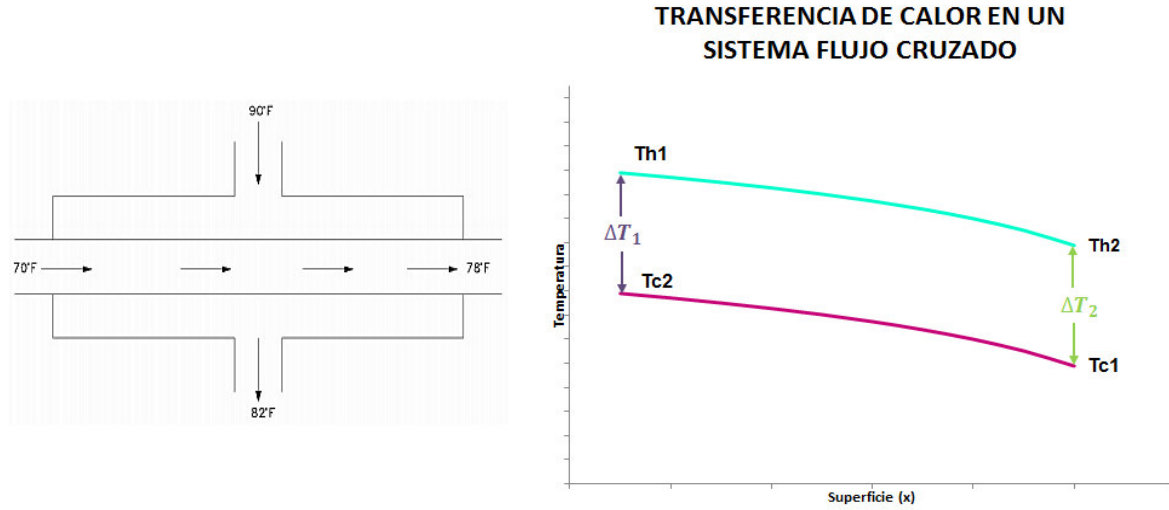


Figura 13. Representación y diagrama de transferencia de calor a flujo cruzado

Para el cálculo del factor de corrección F, puede emplearse el uso de gráficas tal como la presentada a continuación.

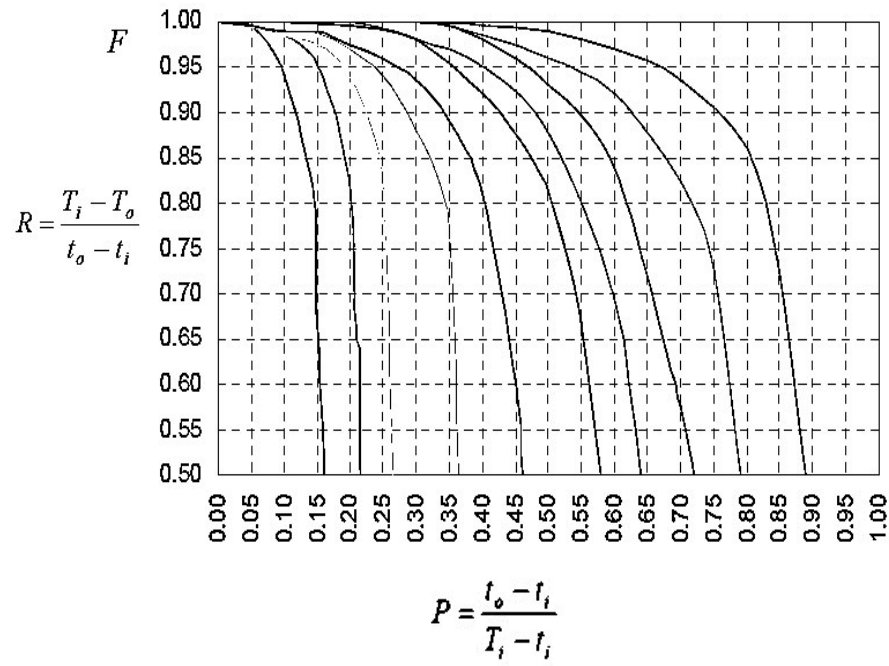


Figura 14. Factor de corrección para un intercambiador de coraza y tubos, con una coraza y cualquier múltiplo de dos pasos de tubo (dos, cuatro, etc. Pasos de tubo) [9].

Intercambiadores de múltiple pasos

El tipo de intercambiadores de múltiples pasos, incrementa el rendimiento total del intercambiador, ya que los fluidos involucrados son puestos en contacto entre ellos por más de una vez. Comúnmente el intercambiador de múltiples pasos invierte el sentido del flujo en los tubos al utilizar dobleces en forma de "U" en los extremos, esto permite al fluido fluir de regreso e incrementar el área de transferencia del intercambiador.

Un segundo método para llevar a cabo múltiples pasos es insertar baffles o platos dentro del intercambiador. Una de las ventajas de los pasos múltiples es que mejoran el rendimiento total del intercambiador, con relación al paso único.

Pueden encontrarse diferentes clasificaciones de acuerdo a la construcción del equipo: paralelo-cruzado, contracorriente-paralelo, contracorriente-cruzado y combinaciones de éstos.

Según su diseño

Intercambiadores tubulares

a) Intercambiadores de calor de coraza y tubos

Los intercambiadores del tipo de coraza y tubo son actualmente el tipo de intercambiadores de calor más empleado en las plantas de procesos químicos. La construcción más básica y común de este tipo de intercambiadores de calor se muestra en la figura 15.

En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por la(s) placa(s) del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sello adecuado.

En sistemas donde los dos fluidos presentan una gran diferencia entre sus presiones, el líquido con mayor presión circulará generalmente a través de los tubos y el líquido con una presión más baja lo hará del lado de la carcasa. Por cuestión de reducir costos, es conveniente emplear materiales resistentes a elevadas presiones en los tubos que en la carcasa de un intercambiador. El mismo principio se aplica al trabajar con fluidos de diferente viscosidad, en donde, el fluido más denso circulará a través de los tubos y el menos viscoso lo hará del lado de la carcasa.

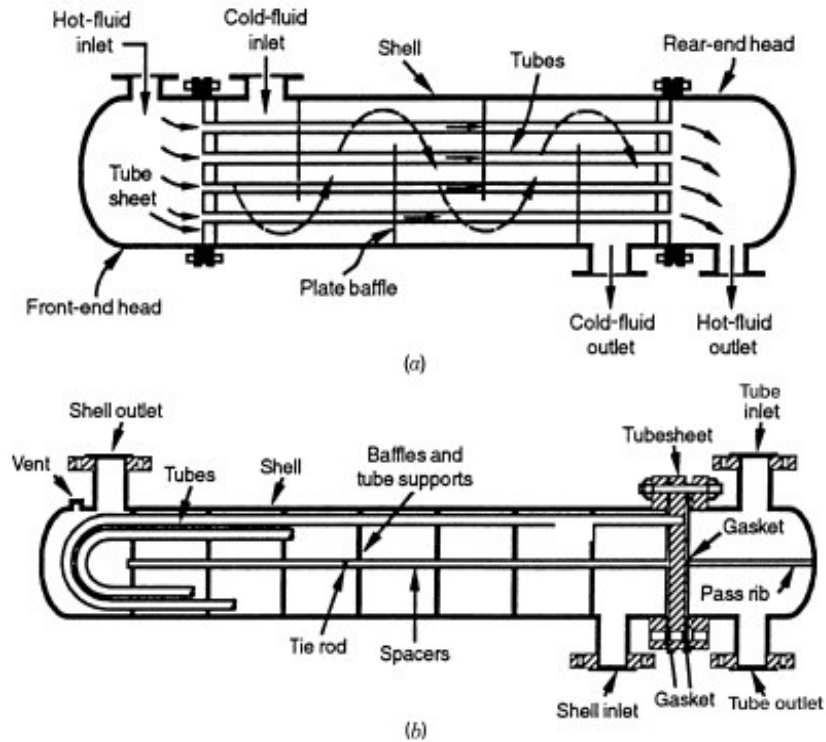


Figura 15. Estructura de un intercambiador de calor de coraza y tubos
 (a) Intercambiador de calor de coraza y tubos de un paso, (b) Intercambiador de calor de coraza y tubos de dos pasos
 [8].

b) Intercambiadores de doble tubo

Este intercambiador normalmente consiste en dos tubos concéntricos con el tubo interior liso o con aletas. Un fluido fluye en el tubo interior y los otros flujos de fluido en el anillo entre los tubos en una dirección contracorriente para un rendimiento más alto. Sin embargo, si la aplicación requiere una temperatura de pared casi constante, los fluidos pueden fluir en una dirección paralela.

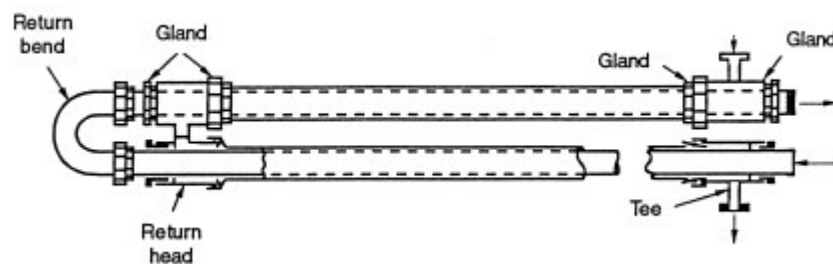


Figura 16. Estructura de un intercambiador de calor de doble tubo [8].

La distribución del flujo no es un problema, y la limpieza se hace muy fácilmente por el desmontaje. Los intercambiadores de doble tubo se utilizan generalmente para aplicaciones de pequeña capacidad, donde la superficie de transferencia de calor total requerido es de 50 m^2 (500 ft^2) o menos, ya que tiene un alto costo hablando en unidades de área superficial.

Intercambiadores compactos tipo plato

a) Intercambiadores de placa

Consiste en un conjunto de placas apiladas una detrás de otra y selladas a través de juntas de goma, y en otros diseños con placas soldadas. Los líquidos, caliente y frío, se alternan entre cada uno de las placas, y los baffles dirigen el flujo del líquido entre las placas.

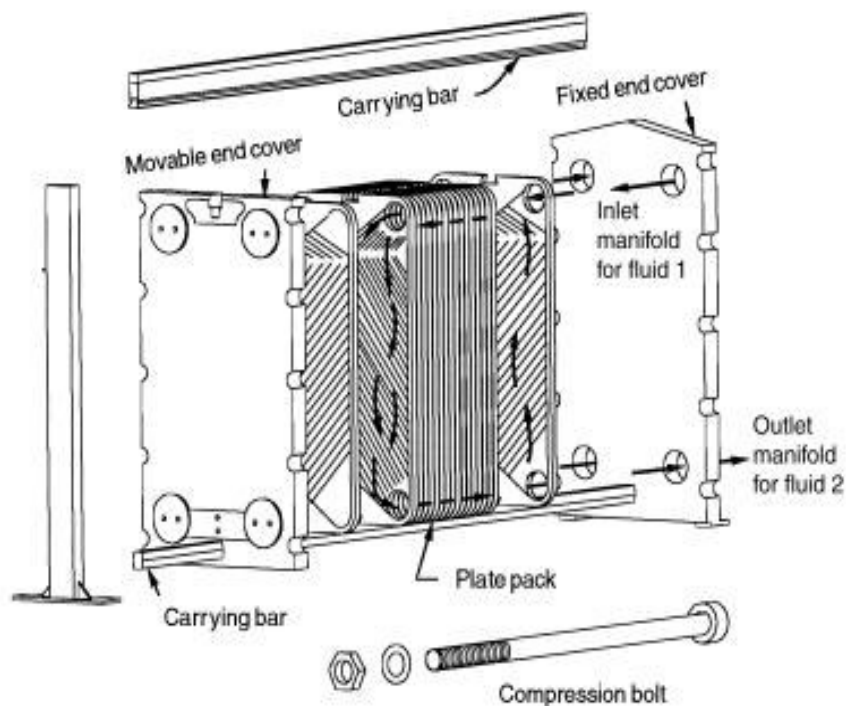


Figura 17. Estructura de un intercambiador de calor de placas [8].

Ya que cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, este tipo de intercambiador provee un área extremadamente grande de transferencia de térmica. Por lo tanto, un intercambiador de placa es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcasa y tubos con volumen semejante; esto se traduce en un menor tamaño de equipo o menor espacio utilizado para el mismo fin.

Existen intercambiadores de tipo de placa en varias formas: en espiral, de placa (y armazón), de aleta con placa soldada y de aleta de placa y tubo. Estos son detallados en la sección 3.4.

b) Intercambiadores en espiral

Son llamados también SHE debido a sus siglas en inglés: Spiral Heat Exchanger. Su diseño consiste en un par de láminas de metal enrolladas, alrededor de un eje formando pasajes paralelos en espiral por entre los cuales fluye cada sustancia.

El espaciamiento entre las láminas se mantiene gracias a que éstas se encuentran soldadas. Los canales que se forman en la espiral se encuentran cerrados en los extremos para que los fluidos no se mezclen. El fluir continuamente entre curvas induce turbulencia en los fluidos, lo cual mejora la transferencia de calor y reduce el ensuciamiento. Estos equipos son muy utilizados en el manejo de fluidos viscosos, lodos y líquidos con sólidos en suspensión, así como también en operaciones de condensación y vaporización. Entre sus características más resaltantes se pueden mencionar que se emplean con flujo en contracorriente puro, no presentan problemas de expansión diferencial, no requieren aislantes, son compactos y pueden emplearse para intercambiar calor entre dos o más fluidos a la vez.

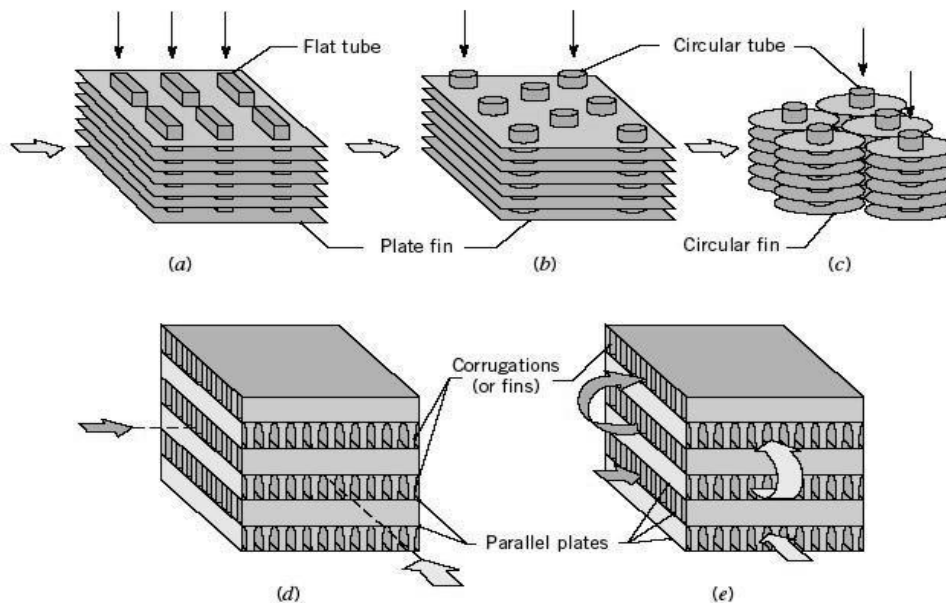


Figura 18. Tipos de intercambiadores de calor compactos [8].

(a) Tubos planos con aletas de placas continuas, (b) Tubos circulares, aletas de placas continuas, (c) Tubos circulares con aletas circulares, (d) Aletas de placas (un solo paso), (e) Aletas de placas multipasos.

c) Intercambiadores de superficies extendidas

Intercambiadores de placas con aletas

Este tipo de intercambiador tiene aletas corrugadas (comúnmente tienen secciones transversales triangulares y rectangulares) o espaciadores intercalados entre placas paralelas (referido como placas o láminas de separación), como se muestra en la figura 19. A veces, las aletas se incorporan en un tubo plano con esquinas redondeadas (referido como un tubo formado), eliminando así la necesidad de barras laterales. Si el fluido o el líquido con cambio de fase fluye en el otro lado, la hoja de separación está por lo general sustituido por un tubo plano con o sin insertos o elementos laminares. Otras construcciones de aleta de placa incluyen al “drawn-cup” y a las configuraciones de “centro y tubo”. Las placas o tubos planos separan las dos corrientes de fluido, y las aletas forman los pasos de flujo individuales.

Las aletas son usadas en ambos lados en intercambiadores gas-gas. En aplicaciones gas a líquido, las aletas generalmente son usadas solo en el lado del gas. Si son empleados en el lado del líquido, serán usados principalmente para dar fuerza estructural y para propósitos del mezclado de fluidos. Las aletas también son usadas para la contención de presión y rigidez.

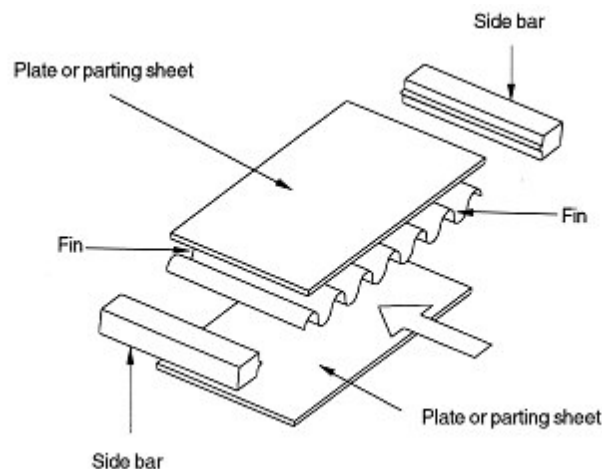


Figura 19. Componentes básicos de un intercambiador de calor de placas con aletas [9].

3.2.2. Eficiencia en intercambiadores de calor

La determinación de la eficiencia de un intercambiador de calor es vital para conocer el estado de un equipo y el proceso que desarrolla. Existen diversos métodos de determinación de este parámetro; el cual relaciona la velocidad real de transferencia de calor que es absorbida por

el líquido a calentar, con la velocidad máxima de transferencia térmica que puede ser transmitido por un intercambiador de calor de superficie de intercambio infinita. Los límites son impuestos por la segunda ley de la Termodinámica que toma en cuenta los focos térmicos a las temperaturas extremas de los focos frío y foco caliente.

$$\varepsilon = \frac{\text{Velocidad real de transferencia de calor en un intercambiador de calor}}{\text{Velocidad máxima posible de transferencia de calor}} = \frac{q}{q_{\text{máx}}} \quad (22)$$

Estos coeficientes se definen en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos, ello incluye las resistencias por convección y conducción para superficies planas o cilíndricas [8].

Antes de detallar el cálculo de la eficiencia de calor de un intercambiador, se mencionará una característica importante de los equipos de intercambio de calor:

Coeficiente global de transferencia de calor (U)

Es la medida de la resistencia total del intercambiador de calor frente al fluido que va a ser calentado o enfriado. Generalmente está compuesto por la suma de las resistencias analizadas (resistencia del fluido, del material, etc.)

Cálculo de la eficiencia a partir de las temperaturas de operación

Para el cálculo de la eficiencia de un intercambiador de calor a contracorriente, se debe tomar en cuenta que conforme se aumenta el área del intercambiador de calor, la temperatura de salida del fluido frío se aproxima a la temperatura de entrada del fluido caliente en el límite conforme el área se aproxima al infinito. [19]

En un intercambiador de calor en contracorriente de superficie de intercambio infinita con $C_c < C_h$, resulta que $T_{c2} \rightarrow T_{h1}$, y el valor de:

$$Q_{\text{máx}} = C_c(T_{h1} - T_{c1}) \quad (23)$$

En un intercambiador en contracorriente de superficie de intercambio infinita con $C_h < C_c$, resulta que $T_{h2} \rightarrow T_{c1}$, y el valor de:

$$Q_{\text{máx}} = C_h(T_{h1} - T_{c1}) \quad (24)$$

Así, si definimos: $C_{\min} = \min (C_h, C_c)$, resulta que la máxima transferencia de calor en cualquier tipo de intercambiador es:

$$Q_{\max} = C_{\min}(T_{h1} - T_{c1}) \quad (25)$$

Donde, C_{\min} pertenece a la menor capacidad calorífica de los dos fluidos involucrados.

Resumiendo:

$$\varepsilon = \frac{Q}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{C_c(T_{c2} - T_{c1})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} \quad (26)$$

Una vez conocida la eficiencia de un intercambiador de calor se puede determinar la velocidad de transferencia térmica Q y las temperaturas de salida de los fluidos:

$$Q = \varepsilon C_{\min}(T_{h1} - T_{c1}) = \varepsilon C_c(T_{c2} - T_{c1}) = \varepsilon C_h(T_{h1} - T_{h2}) \quad (27)$$

De igual manera, una vez conocido el valor de la eficiencia, el coeficiente global de transmisión de calor U , las velocidades de los flujos y sus respectivas capacidades caloríficas, se puede calcular directamente las temperaturas de salida, conocidas las temperaturas de entrada, sin recurrir a soluciones iterativas.

Asimismo, podemos definir a la eficiencia partiendo de la definición del número de unidades de transferencia térmica (NTU):

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (28)$$

Método de la eficacia - NTU para un intercambiador de calor

Este es un procedimiento para evaluar el rendimiento de un intercambiador de calor, el cual tiene ventajas ya que no requiere la evaluación de las diferencias de temperaturas.

NTU representa el número de unidades de transferencia térmica, y es análoga con el uso de unidades de transferencia en la transferencia de masa [20].

Este método se emplea cuando ya existe un intercambiador de calor. Puede ser utilizado para determinar el rendimiento del intercambiador cuando se conoce el área de transferencia de calor así como las características de construcción.

Tabla 05. Valores tipos de coeficiente global de transferencia de calor [11]

Fluido caliente	Fluido frío	Rango
Orgánico liviano	Orgánico liviano	2 500 – 5 000
Orgánico liviano	Orgánico viscoso	250 – 500
Orgánico viscoso	Orgánico viscoso	100 – 200
Orgánico liviano	Agua de proceso	2 500 - 3 500
Orgánico viscoso	Agua de proceso	250 – 500
Orgánico liviano	Agua de enfriamiento	2 000 – 4 500
Orgánico viscoso	Agua de enfriamiento	250 – 450
Vapor condensado	Orgánico liviano	2 500 – 3 500
Vapor condensado	Orgánico viscoso	250 – 500
Agua de proceso	Agua de proceso	5 000 – 7 500
Agua de proceso	Agua de enfriamiento	5 000 – 7 000
Soluciones acuosas diluidas	Agua de enfriamiento	5 000 – 7 000
Vapor condensado	Agua de proceso	3 500 – 4 500

Luego, la eficiencia queda definida como:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1 \right)}}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1} \quad (29)$$

y

$$NTU = \frac{1}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1} \ln \frac{1}{1 - \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1 \right) \varepsilon} \quad (30)$$

Para el caso especial de un sistema donde existe cambio de fase, la eficiencia es calculada como:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (31)$$

En el caso del flujo paralelo, un área infinita sólo significa que la temperatura de ambos fluidos sería la lograda si se permitiera que ambos se mezclaran libremente en un intercambiador de tipo abierto.

Para dichos cálculos se encuentran expresiones aritméticas que expresan la transferencia de calor lograda por diferentes tipos de intercambiadores de calor. A continuación se presenta un

cuadro resumen con las ecuaciones para calcular la eficiencia de un intercambiador de calor para diferentes casos presentados:

Tabla 06. Relación eficiencia- NTU según el tipo de intercambio de calor [9] Pág. 507.

Condición	ε	Ecuación
Una sola corriente y todo tipo de intercambiadores cuando: $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0$	$1 - e^{-NTU}$	(32)
Flujos en cocorriente	$\frac{1 - e^{-NTU(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1)}}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1}$	(33)
Flujos en contracorriente	$\frac{1 - e^{-NTU(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} - 1)}}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} e^{-NTU(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} - 1)}}$	(34)
Intercambiadores de carcasa y tubos, n pasos por la carcasa y un número par de pasos por tubos, 2n, 4n, 6n,... (para el cálculo de ε_1 se utiliza el NTU por paso por carcasa).	$\frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}{1 - \varepsilon_1}\right)^n - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}{1 - \varepsilon_1}\right)^n - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}$	(35)
Flujos cruzados sin mezcla	$1 - \exp\left\{\frac{-NTU^{0.22}}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \left(1 - e^{-\frac{C_{\min}}{C_{\max}} NTU^{0.78}}\right)\right\}$	(36)
Flujos cruzados con mezcla en ambos fluidos	$\frac{NTU}{1 - e^{-NTU}} + \frac{NTU \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}{1 - e^{-NTU \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}} - 1$	(37)

El coeficiente de efectividad P es un indicativo de la eficiencia del intercambio térmico y puede variar desde 0, en el caso en que la temperatura se mantenga constante en uno de los fluidos, a la unidad, en el caso en que la temperatura de entrada del fluido más caliente, sea igual a la de salida del fluido más frío, $T_{h1} = T_{c2}$.

Factor de ensuciamiento

Algunos valores típicos del factor de ensuciamiento, son presentados a continuación. Este factor puede ser determinado de forma experimental.

Tabla 07. Factores de ensuciamiento típicos [20]

Fluido	Coefficiente (W/m ² °C)	Factor (resistencia) (m ² °C/W)
Agua de río	3 000 – 12 000	0,0003 – 0.0001
Agua de mar	1 000 – 3 000	0,001 – 0.0003
Agua de enfriamiento (torres)	3 000 – 6 000	0,0003 – 0.00017
Agua potable (blanda)	3 000 – 5 000	0,0003 – 0.0002
Agua potable (dura)	1 000 – 2 000	0,001 – 0.0005
Vapor condensado	1 500 – 5 000	0,00067 – 0.0002
Vapor (libre de aceites)	4 000 – 10 000	0,0025 – 0.0001
Vapor (con trazas de aceite)	2 000 – 5 000	0,0005 – 0.0002
Salmuera refrigerada	3 000 – 5 000	0,0003 – 0.0002
Aire y gases industriales	5 000 – 10 000	0,0002 – 0.0001
Gas de combustión	2 000 – 5 000	0,0005 – 0.0002
Vapores orgánicos	5 000	0,002
Líquidos orgánicos	5 000	0,002
Hidrocarburos livianos	5 000	0,002
Hidrocarburos pesados	2 000	0,005
Orgánicos en ebullición	2 500	0,004
Orgánicos en condensación	5 000	0,002
Fluidos de transferencia de calor	5 000	0,002
Soluciones salinas acuosas	3 000 – 5 000	0,0003 – 0.0002

3.3. TECNOLOGÍA PINCH

El ingeniero de diseño debe determinar el grado óptimo de recuperación de calor, asegurando al mismo tiempo que el diseño sea flexible a los cambios en las condiciones del proceso y se pueda arrancar y operar con facilidad y seguridad. En la década de los 80 se

realizaron innumerables investigaciones para determinar un método de diseño de redes de intercambiadores de calor.

Uno de los métodos más usados en la actualidad surgió como un conjunto de técnicas denominado tecnología Pinch, fue desarrollado por Bodo Linnhoff y sus colaboradores en ICI, Union Carbide, y la Universidad de Manchester [20].

El término deriva del hecho de que en un gráfico de las temperaturas del sistema (T) versus el calor transferido (q), existe un punto de aproximación máxima entre las curvas de las corrientes caliente y fría. Se ha demostrado que el punto Pinch representa una ruptura termodinámica distintiva en el sistema y que, para requerimientos mínimos de energía, el calor no debe ser transferido a través del punto Pinch [22].

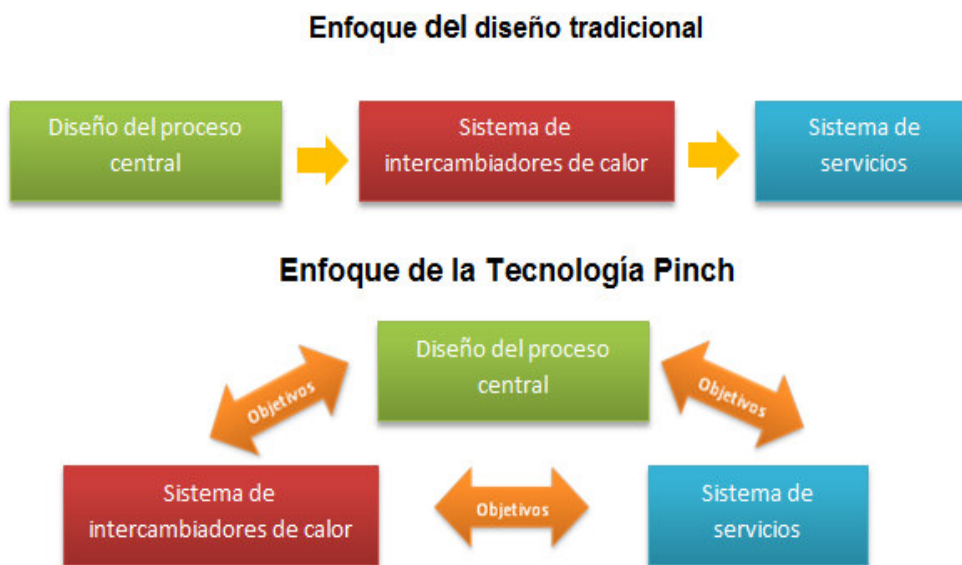


Figura 20. Representación gráfica del enfoque de diseño tradicional y el enfoque de diseño Pinch

El Análisis Pinch es una metodología para reducir el consumo de energía de un determinado proceso químico a través del cálculo de la mínima energía requerida termodinámicamente factible, y alcanzarla con la optimización de los sistemas de recuperación de calor, métodos de suministro de energía y condiciones operativas del proceso. Es también conocido como proceso de integración, integración de calor o tecnología Pinch. Por ende, su principal objetivo es lograr ahorros económicos mediante la mejor integración de procesos (maximizando la recuperación de calor proceso a proceso y reduciendo el consumo de servicios).

3.3.1. Significado Termodinámico del punto Pinch

El Pinch divide el sistema en dos regiones distintas termodinámicamente. La región encima del pinch puede considerarse un dissipador de calor, con el calor que fluyendo hacia él, desde el servicio caliente, pero sin que el calor fluya fuera de él. Debajo del pinch ocurre todo lo contrario. El calor fluye fuera de la región hacia el servicio frío. Como se mencionó anteriormente, no hay flujo de calor a través del punto pinch, esto se aprecia en la figura 21 (a).

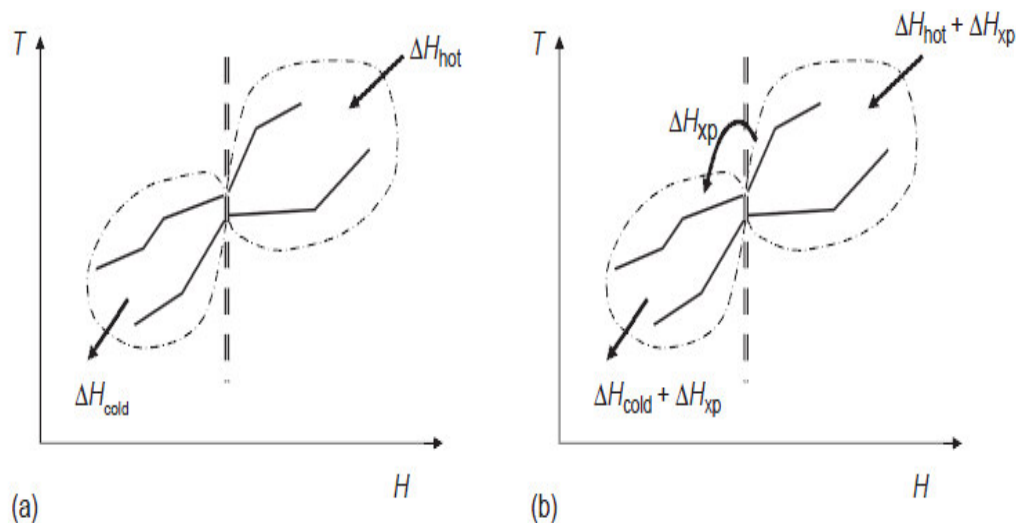


Figura 21. (a, b) Descomposición del punto pinch [21]

Si una red es diseñada para transferir calor desde una corriente caliente, con temperatura sobre el punto Pinch, (incluidos servicios) hacia una corriente fría que está por debajo del punto pinch (incluidos servicios), luego existe calor transferido a través del Pinch. Si la cantidad de calor transferido a través del Pinch es ΔH_{xp} , luego para mantener el balance de energía, los servicios frío y caliente deben incrementarse ambas en ΔH_{xp} , como se aprecia en la figura 21 (b).

La transferencia de calor a través del Pinch, siempre conduce al consumo de los dos servicios (caliente y frío) que es mayor que los valores mínimos que se podría lograr.

La descomposición del Pinch es muy útil en el diseño de redes intercambiador de calor, ya que divide el problema en dos problemas más pequeños. También indica la región donde las zonas de transferencia de calor son más limitados, en o cerca del pinch. Cuando múltiples servicios (caliente o frío) son empleados, puede haber otros Pinch, denominados pinch de servicios, que causan problemas adicionales de descomposición. Estos problemas pueden ser ejecutados en algoritmos, para una síntesis automática de una red de intercambiadores de calor.

Servicios

Entre los servicios más comunes tenemos los presentados en la tabla 08:

Tabla 08. Ejemplo de servicios más empleados en la industria.

Servicios calientes	Servicios fríos
Servicios de calefacción de alta temperatura: Gases de combustión provenientes de hornos.	Agua fría
Vapor: El servicio más empleado, tipos: Vapor de baja presión (lps), vapor de mediana presión (mps), de alta presión (hps) y de muy alta presión (vhps).	Refrigerantes (para servicios de muy baja temperatura).

Beneficios generados

Los resultados documentados obtenidos de la literatura [21] presentan los siguientes beneficios con la Tecnología Pinch:

- Los costos de energía pueden reducirse en un 15-40%.
- Capacidad anti cuello de botella alcanzada en un 5-15% por empleo de reequipamiento.
- Reducción en costos de capital en un 5-10%, para nuevos diseños.

Parámetros empleados

Para poder realizar este análisis, se debe contar con la siguiente información:

- Capacidad calorífica específica, C_p , del vapor (kJ/kg-K) o su equivalente.
- Capacidad calorífica del vapor, C , en kW/K o su equivalente.
- Entalpía de cambio ΔH en MW o su equivalente.
- Temperaturas objetivo y temperaturas iniciales de las corrientes, en grados Celsius ($^{\circ}\text{C}$) o Kelvin (K).

3.3.2. Metodología Pinch

El algoritmo general es presentado para dar el mínimo número de intercambiadores requiriendo el mínimo requerimiento de servicios para dar una mínima aproximación de temperaturas. El algoritmo para resolver problemas del mínimo número de servicios a emplear (minimum number of exchangers o MUMNE, por sus siglas en inglés) consiste en los siguientes pasos [22]:

Elija una temperatura mínima de aproximación. Esto es parte de una optimización paramétrica, porque para cada temperatura mínima de enfoque se encontrará una solución diferente. El valor empleado de forma común es de 10°C.

a) Construir un diagrama intervalo de temperatura

Con el valor de temperatura de aproximación mínima seleccionada se comienza a fraccionar el diagrama (será la diferencia entre las temperaturas de la corriente fría y caliente). Todas las temperaturas de las corrientes (caliente y fría) deben aparecer en este diagrama, en el lado izquierdo (de abajo hacia arriba) se colocan las temperaturas de las corrientes calientes; se hará lo mismo en el lado izquierdo para las corrientes frías.

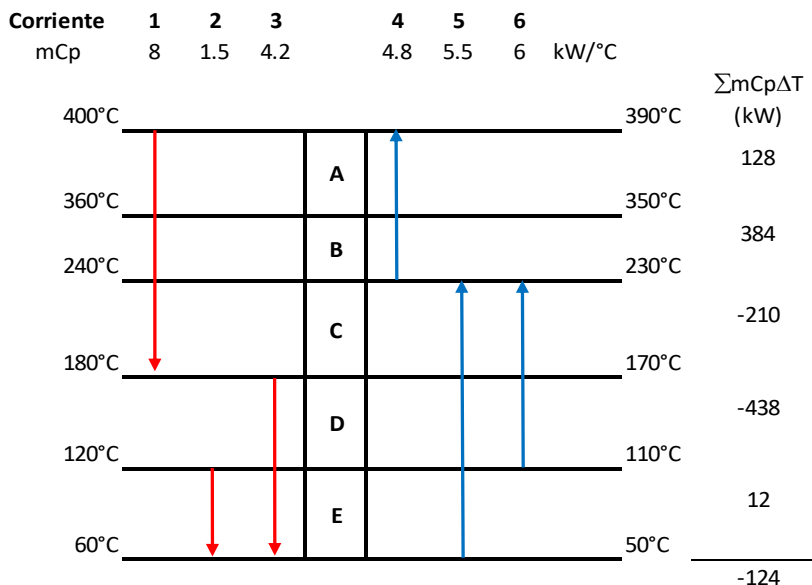


Figura 22. Ejemplo de diagrama de temperaturas, elaboración propia.

La figura 22 representa un sistema con seis corrientes, tres de ellas son las corrientes que pueden ceder calor (calientes) y las tres restantes son las corrientes que recibirán calor (corrientes frías).

En la parte superior del diagrama se coloca el número de cada línea y bajo ella el valor de $C = mCp$ para cada corriente. Las secciones A, B, C, D y E, se forman al unir con una línea horizontal las temperaturas de las corrientes caliente y fría. Finalmente en el lado derecho se coloca la cantidad de calor en exceso (+) o en defecto (-) existente en cada sección, la cual se calcula de sumar el calor de las corrientes calientes y restando el calor total de las corrientes frías existente por sección

Para el caso de la sección A:

$$Q = mCp\Delta T \quad (38)$$

Reemplazando:

$$(400 - 360)^{\circ}\text{C} \times 8,0 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}} - (390 - 350)^{\circ}\text{C} \times 4,8 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}} = 128 \text{ kW}$$

Indica que hay 128 kW de energía en exceso para la sección A.

b) Construir un diagrama de cascada, y determinar los requisitos mínimos de servicios y las temperaturas del punto Pinch.

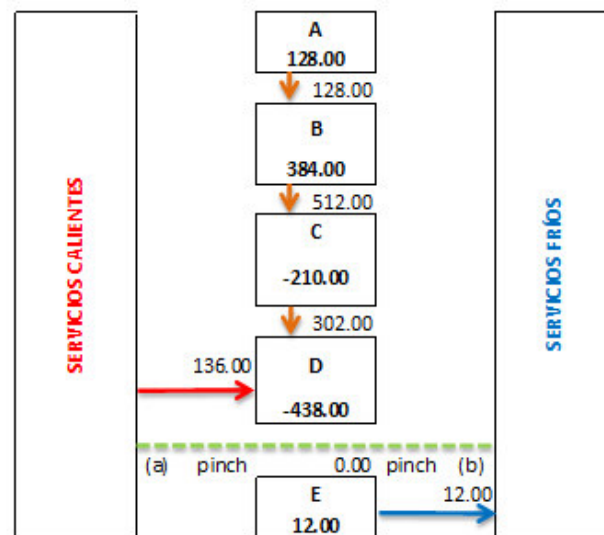


Figura 23. Ejemplo de diagrama de cascada, elaboración propia.

Este diagrama contiene los resultados del paso anterior (calor por sección), Se inicia con 128 kW de la sección A, la cual se suma a la energía obtenida en la sección B; sin embargo la sección C requiere 210kW de energía, esta será suministrada del total acumulado en las secciones A y B. En la sección D, se observa un déficit de energía superior al que puede ser

cedido por el sistema, entonces es necesario suministrar energía de servicios auxiliares (hot utility) hasta cubrir la demanda requerida.

Para este caso el valor del servicio es de 136 kW. La suma del calor disponible y requerido da cero “0”. Finalmente, la sección E tiene un excedente de 12 kW, y como ya no existe otra sección a la cual pueda ceder esa energía, se deberá contar con un servicio frio para retirar la energía excedente. Finalmente, el punto pinch queda definido entre las secciones D y E.

c) Calcular el número mínimo de intercambiadores de calor por encima y por debajo del Pinch

Este gráfico se construye dividiendo al problema en dos partes, una con la energía existente por encima del pinch y la otra por debajo del Pinch.

Intercambiadores de calor por encima del Pinch

Se calcula el calor disponible o requerido de cada corriente en toda la zona superior al punto pinch, para el caso de la corriente 1, reemplazamos valores en la ecuación (38):

$$Q_1 = (400 - 180)^{\circ}\text{C} \times 8,0 \frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}} = 1\,760 \text{ kW}$$

Este, es el calor disponible para ceder por parte de la corriente 1, de la misma manera se calcula la energía requerida o disponible de cada corriente. En el caso de los servicios, el valor completo se encuentra por encima del pinch (ya que no puede existir transferencia de calor en el punto pinch). Finalmente se une con una flecha, con dirección a la transferencia de calor, cada uno de los bloques; buscando que estas sean la menor cantidad posible.

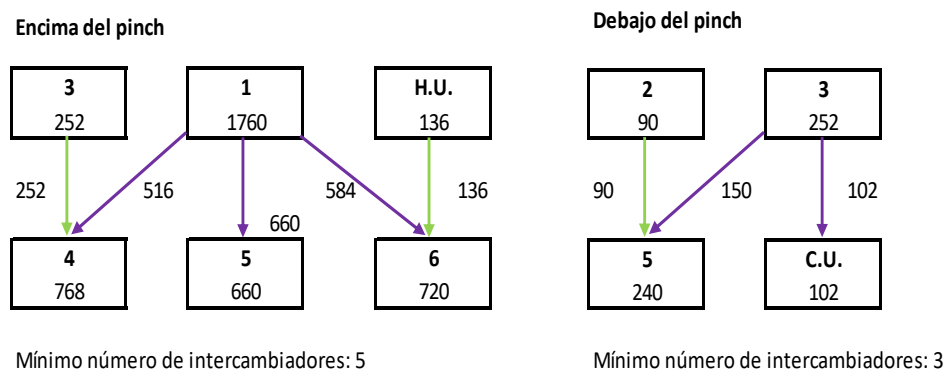


Figura 24. Determinación del mínimo número de intercambiadores de calor.

d) Construir la red de intercambio de calor

Se inicia con las corrientes más cercanas al Pinch (diseño en el pinch), en este caso se deben unir aquellas corrientes que cumplan con el criterio $mC_{p,h} < mC_{p,c}$, la unión de ambas corrientes representa a un intercambiador. Luego se calcula el calor cedido por la corriente caliente en ese intercambiador y finalmente se calcula la temperatura de salida de la corriente caliente correspondiente.

Caso intercambiador 1 (corrientes 3-6). Ecuación (38):

$$Q_{h3} = 4,2 \frac{kW}{^{\circ}C} \times (180 - 120)^{\circ}C = 252 \text{ kW}$$

Luego, se despeja la temperatura de salida de la corriente fría, $T_{c6,1}$. Esto a partir de la premisa que la cantidad de calor suministrada por la corriente caliente (3) es igual a la absorbida por la corriente fría (6).

$$Q_{h3} = Q_{c,1} = (T_{c6,1} - 110)^{\circ}C \times 6,0 \frac{kW}{^{\circ}C}$$

$$T_{c6,1} = 152^{\circ}C$$

Estos cálculos se repiten para cada intercambiador, tal como se muestra en la figura 25 para las corrientes en el pinch.

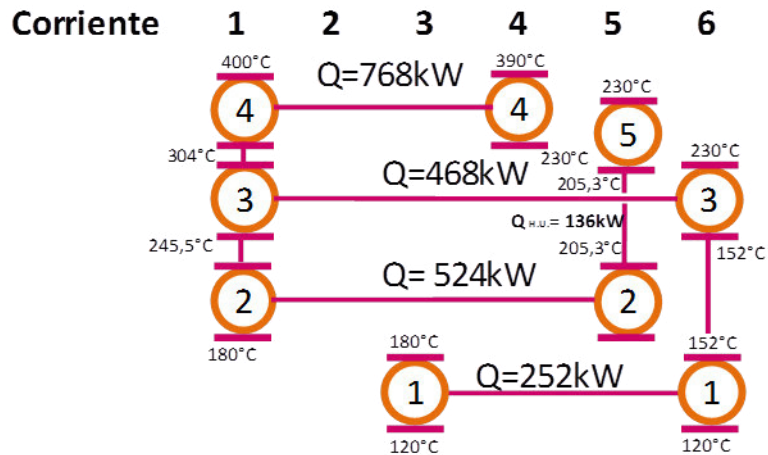


Figura 25. Intercambiadores de calor de las corrientes ubicadas en el pinch

El desarrollo completo de este método será aplicado en la presente tesis.

3.4. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

Un intercambiador de calor de placas consiste en un paquete de placas delgadas cercanamente espaciadas y agrupadas dentro de un marco (figura 26). Una junta delgada sella las placas acorde a su forma. Las placas poseen, generalmente, un espesor entre 0,5 a 3 mm y están espaciados entre 1,5 y 5 mm. El área de superficie del plato se encuentra en el rango de 0,03 a 1,5 m, posee una relación ancho/largo de 2,0 a 3,0.

El tamaño de los platos es variable, desde muy pequeños (0,03 m) hasta tamaños de 1500 m. El flujo máximo está limitado hasta los 2 500 m³/h. Las placas poseen unas pequeñas corrugaciones las cuales incrementa la rigidez de la placa y mejora la transferencia de calor del proceso [16].

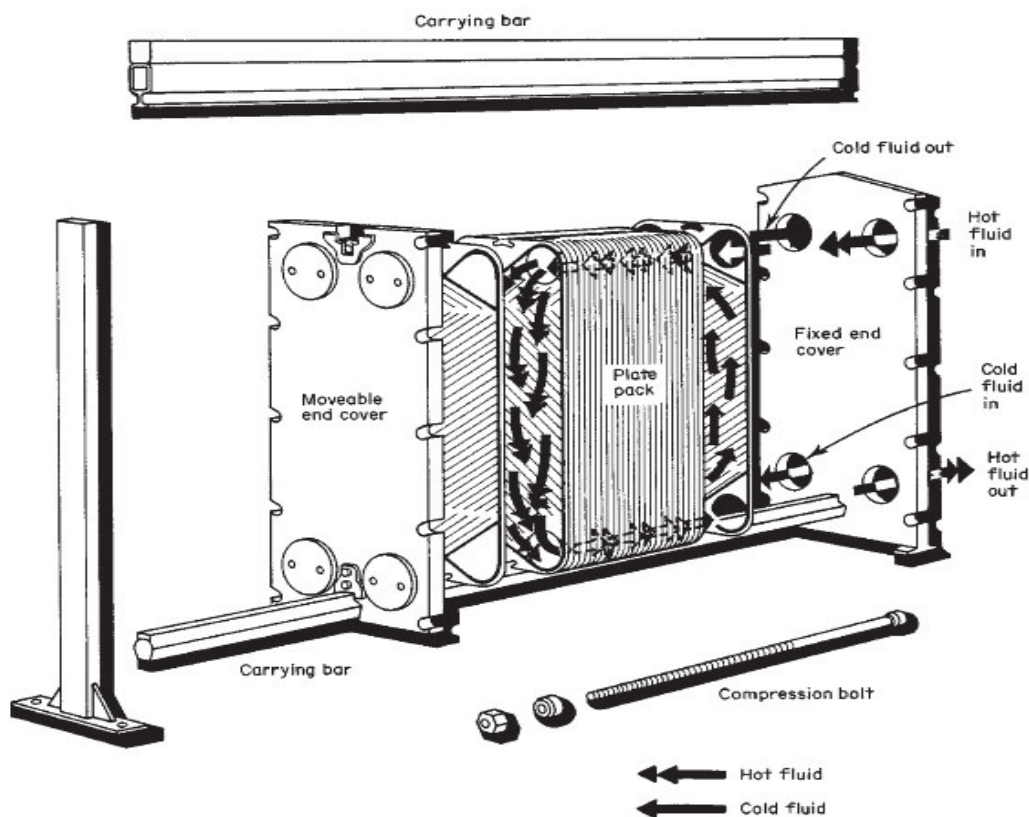


Figura 26. Estructura de un intercambiador de placas. [10]

Las placas están disponibles en una amplia gama de metales y aleaciones, incluyendo el acero inoxidable, aluminio, y titanio. También se utiliza una variedad de materiales de junta.

Ventajas de los intercambiadores de placas:

- El costo del equipo es menor que el generado por un intercambiador de carcasa y tubos.
- Ahorro en espacio y tiempo, puede llegar a ocupar un espacio cinco veces menor que un intercambiador de coraza y tubos que opere a las mismas condiciones.
- Los intercambiadores de calor de placas son más fáciles de mantener.
- Se puede trabajar con flujos cuya aproximación de ΔT sea mínimo, incluso para valores de 1°C , comparados con los trabajados por en los intercambiadores de carcasa y tubos (5 a 108°C).
- Los intercambiadores de placas son más flexibles; ya que es fácil añadir placas adicionales para mayores flujos.
- Los intercambiadores de placas son más adecuados para materiales altamente viscosos.
- El factor de corrección de la temperatura, F , será normalmente mayor en este tipo de intercambiadores, debido a la cercanía de los flujos a un régimen de flujo a contracorriente.
- El ensuciamiento tiende a ser significativamente menor en los intercambiadores de calor de placas, en comparación con sus símiles.

Desventajas de los intercambiadores de placas

- Este tipo de intercambiadores no operan a altas presiones (superiores a 3×10^6 Pa).
- La selección de una junta adecuada es crítica; de no ser la correcta puede presentar fugas en el momento de la operación.
- La temperatura de funcionamiento máxima está limitada a aproximadamente 250°C , debido a las propiedades de los materiales de juntas disponibles.

Aplicaciones en la industria

- **Industria minera:** Enfriamiento de soluciones ácidas o reaprovechamiento de la energía de fluidos calientes. Como en el caso del sistema de intercambiadores de calor de la planta ESDE La Caridad – Southern Corporation, México [1].
- **Industria del acero:** Enfriamiento de coladas continuas, aguas residuales, entre otros.
- **Industria petroquímica:** Enfriamiento, condensación o calentamiento de cualquier proceso petroquímico.

- **Producción de energía eléctrica:** En sistemas de enfriamientos en general.
- **Industria hidroeléctrica:** Sistema de condensación de vapor (centrales térmicas), como es el caso de la Hidroeléctrica del Mantaro, Perú [34].
- **Industria química:** Como condensadores y/o evaporadores.
- **Industria de los Alimentos:** Pasteurización de líquidos. Enfriamiento de bebidas para su posterior embotellado.

Tipos de intercambiadores de calor de placas

- Intercambiadores de placas planas
- Intercambiadores de placa espiral (SHE)
- Intercambiadores de placas soldadas

3.4.1. Estructura de un intercambiador de placas

Las placas del bastidor son típicamente materiales de acero al carbono con pintura epóxica, y puede ser diseñado siguiendo los códigos internacionales para sistemas de almacenamiento a presión. Presenta limitaciones de diseño como las mencionadas en el Anexo 5.

Las placas de canal son siempre un material de aleación con acero inoxidable 304 como mínimo (La planta analizada cuenta con placas de acero inoxidable 316L).

Las corrugaciones de las placas sucesivas, contactan o se cruzan entre sí para proporcionar soporte mecánico para el conjunto de placas a través de un gran número de puntos de contacto. Los pasos de flujo resultantes son estrechas, altamente interrumpido, y tortuoso, con ello se logra mejorar la velocidad de transferencia de calor y disminuir la resistencia por ensuciamiento, debido al aumento de la tensión de corte, produciendo flujo secundario, y aumentar el nivel de turbulencia.

Las ondulaciones también mejoran la rigidez de las placas y forman la distancia de la base deseada. Las placas se designan como duro o blando, dependiendo de si generan una alta o baja intensidad de la turbulencia.

Pese a que el tipo de corrugación de este tipo de intercambiadores puede ser casi cualquiera, el patrón de la corrugación típico de estos intercambiadores es de corrugado tipo chevron, como es el caso de la planta en estudio, por ello las características a tomar para la

realización de algunos cálculos serán basadas en esta acotación. Algunos tipos de corrugaciones son presentadas en la figura 27.

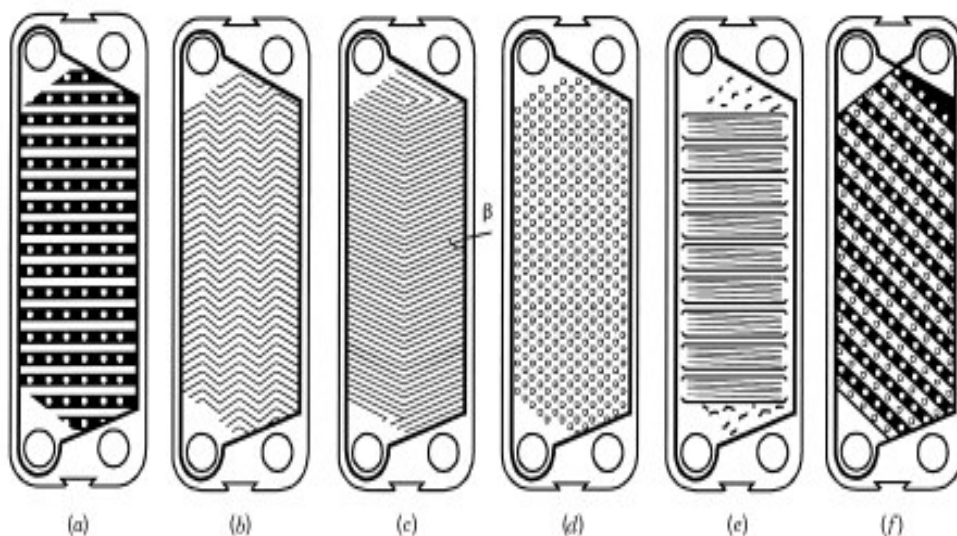


Figura 27. Tipos de corrugaciones en placas. (a)Tabla de lavar o “washboard”, (b) zigzag, (c) chevron, (d) protusiones y depresiones, (e) washboard con corrugaciones secundarias, (f) washboard oblicua [18]

El canal de las placas tiene generalmente un espesor de 0,4 a 0,8 mm y presentan corrugaciones de profundidad entre 2 a 10 mm. Las placas de canal se comprimen para lograr el contacto de metal con metal para la integridad de retención de presión.

Estas brechas angostas y alto número de puntos de contacto (que cambian la dirección del flujo de fluido), se combinan para crear una muy alta turbulencia entre las placas. Lo que significa altos coeficientes de transferencia de calor individual ($14\ 200\ \text{W/m}^2\text{°C}$), pero también generan altas caídas de presión. Para compensarlo, las longitudes de los canales de las placas usualmente son cortas, la mayoría menores a 2m, y muy pocos poseen 3m de longitud.

Normalmente todas las placas de un mismo intercambiador tienen un patrón idéntico, pero alternativamente se rotan 180° de forma que el patrón de dos placas adyacentes apunta a sentidos diferentes. De esta manera se forman una estructura interior en forma de celda de abeja, donde cada celda se encuentra delimitada por los puntos de contacto de las placas.

Para seleccionar el material de las juntas más adecuado, se debe tomar en cuenta el tipo de fluido involucrado en la operación, algunas sugerencias son mostradas en la tabla 09.

Tabla 09. Materiales de empaquetaduras para intercambiadores de calor de placas [17].

Material	Temperatura límite aproximada (°C)	Fluidos
Caucho de estireno-butano	85	Sistemas acuosos
Caucho de acrilonitrilo-butano	140	Sistemas acuosos, grasas, hidrocarburos alifáticos
Caucho de etileno-propileno	150	Amplio rango de químicos
Caucho de fluorocarbonos	175	Aceites
Asbesto comprimido	250	Resistencia general a los químicos orgánicos

3.4.2. Parámetros que afectan el desempeño de un intercambiador de calor de placas

Según diversos estudios realizados, se conoce que la presencia de ondulaciones en las placas que forman el canal en un intercambiador de placas, mejora el mezclado de los fluidos al generar turbulencias en ellos, pero además incrementan la caída de presión de los mismos [17]. Por ello existen diversos ángulos de desfaseamiento de estos canales con el fin de disminuir las caídas de presión generadas; sin embargo, hasta la fecha no se ha logrado determinar cuál de estos ángulos de desfaseamiento permite un mejor desempeño de los intercambiadores de placa, para la mayoría de casos el valor más usado es de 180° .

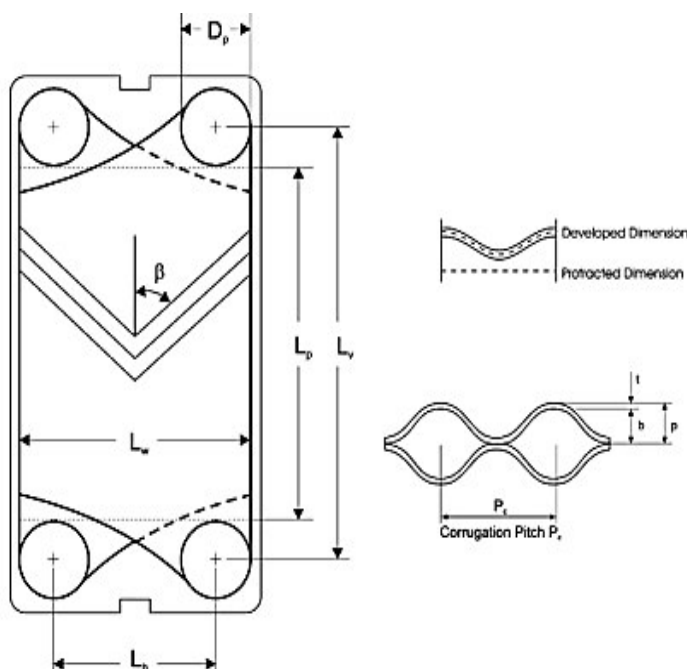


Figura 28. Dimensiones geométricas del intercambiador de placas [6].

a) Parámetros geométricos [17]

- *Ángulo de Chevron, β* : Es la medida de “suavidad” (pequeño β , baja eficiencia y caída de presión) o “dureza” (grande β , alta eficiencia y caída de presión) de las características térmicas e hidráulicas de la placa. Varía generalmente entre 20° a 65°. Algunos autores definen $\pi/2 - \beta$ como el ángulo de Chevron.
- *Factor de ampliación de superficie, ϕ* : Es la relación entre el área desarrollada (basado en la pendiente de corrugación, P_c , y la pendiente del plato, p) y el área proyectada ($L_w \times L_p$, $L_w = L_h + D_p$ y $L_p = L_v - D_p$).
- *Profundidad de corrugación o espaciado principal del canal, b* : Es la diferencia entre el pitch del plato (separación entre corrugaciones del plato), p , y el espesor del plato, t . $b=p-t$.
- *Área de flujo del canal, A_x* : A_x es el área de flujo mínimo entre placas y se calcula como producto de la profundidad de corrugación de la placa y la anchura de la placa (es decir, $A_x = b \times L_w$).
- *Diámetro hidráulico del canal, D_h* : Se define como cuatro veces la relación del área de flujo mínimo para el perímetro mojado, $D_h = 2bL_w/(b + L_w\phi)$. Cuando $b \ll L_w$, D_h se simplifica a $2b/\phi$.

b) Parámetros físicos [17]

Los seis parámetros más importantes son:

- La cantidad de calor que es transferido (carga de calor).
- Las temperaturas de entrada y salida de las caras primaria y secundaria.
- La máxima caída de presión en los lados primario y secundario.
- La máxima temperatura de operación.
- La máxima presión de operación.
- Los flujos de las líneas primaria y secundaria.

3.4.3. Características hidrodinámicas del intercambiador de placas

Uno de los aspectos de mayor importancia al caracterizar a un intercambiador de calor de placas, es determinar los coeficientes individuales de calor así como los valores de fricción de las diferentes tipos de superficies que estén involucradas. Estas se presentan en función de números

adimensionales: el número de Nusselt (Nu), el número de Prandtl (Pr) y el factor de Colburn ($j = St \times Pr^{2/3}$) en función del número de Reynolds.

La información disponible en la literatura sobre los parámetros para este tipo de intercambiador es escasa, debido a que los métodos de diseño como características termohidráulicas son de propiedad industrial.

La presente tesis toma como referencia el método alternativo para el diseño termohidráulico preliminar de intercambiadores de plato y marco [6], así como las correlaciones de Kumar para el cálculo del coeficiente del película de los fluidos involucrados en la transferencia de calor. Los principales símbolos y números adimensionales se encuentran definidos en la sección Nomenclatura.

Ecuaciones de diseño

Las relaciones geométricas básicas para el diseño de intercambiadores de platos son las siguientes:

$$d_h = 2b \quad (39)$$

El diámetro hidráulico d_h , es definido como dos veces el espaciamiento entre placas “b”. El área libre de flujo de corriente se puede obtener a partir de:

$$A_c = N_c Wb \quad (40)$$

Donde N_c es el número de canales por corriente y W, ancho de la placa. El número de canales térmicos N_p se define como el número total de placas menos 2.

$$N_p = N_c - 2 \quad (41)$$

El número de canales térmicos por corriente N_{CT} , se obtiene a partir de:

$$N_{CT} = \frac{N_T - 1}{2} \quad (42)$$

El número total de placas térmicas se puede obtener a partir del área total de transferencia de calor, A_T y el área por placa:

$$N_p = \frac{A_T}{A_{plato}} \quad (43)$$

Para el cálculo de los coeficientes global e individual de transferencia de calor para tuberías se pueden aplicar las siguientes correlaciones:

a) Correlación de Wanniarachchi

Una expresión más desarrollada es la expresión obtenida por Wanniarachchi et al. [43], que permite obtener los coeficientes de transferencia de calor incluso para las transiciones de laminar a turbulento. Esta correlación tiene un rango de aplicabilidad muy alto tanto en número de Reynolds ($1 \leq Re \leq 10^4$), como para ángulos de placas ($20^\circ \leq \beta \leq 62^\circ$).

El coeficiente de transferencia de calor se obtiene a partir del siguiente grupo de ecuaciones:

$$Nu = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,17} \quad (44)$$

$$Nu_l = 3,65(\beta^{-0,455})(A_T^{0,661})(Re^{0,339}) \quad (45)$$

$$Nu_t = 12,6(\beta^{-1,142})(A_T^{1-m})(Re^m) \quad (46)$$

$$m = 0,646 + 0,0011\beta \quad (47)$$

Para el cálculo del factor de fricción, Wanniarachchi et al. [43], proponen la siguiente serie de ecuaciones:

$$f = (f_l^3 + f_t^3)^{1/3} \quad (48)$$

$$f_l = 1\,774(\beta^{-1,026})(A_T^2)(Re^{-1}) \quad (49)$$

$$f_t = 46,6(\beta^{-1,08})(A_T^{1+p})(Re^{-p}) \quad (50)$$

$$p = 0,0043\beta + 0,0000223\beta^2 \quad (51)$$

donde:

Re= Número de Reynolds.

A_T = Cociente entre el área de corrugación de una placa y el área proyectada de una placa.

Los subíndices l y t denotan el régimen del fluido (laminar o turbulento).

El número de corrientes depende del arreglo que presenta el intercambiador de placas, para:

Flujo en serie: $n=1$

Flujo en anillo:

$$n = \frac{\text{número de placas}-1}{2} \quad (52)$$

Todas las propiedades físicas de los fluidos (c_p , ρ , μ , k) se calculan a las temperaturas promedio de entrada y salida de las corrientes caliente (T_h) y fría (T_c), esto es:

$$T_h = \frac{T_{h1}+T_{h2}}{2} \quad (53)$$

$$T_c = \frac{T_{c1}+T_{c2}}{2} \quad (54)$$

$$Re = \frac{d_h G}{\mu n} = \frac{m d_h}{\mu A_c} \quad (55)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k_f} \quad (56)$$

donde:

d_h = Diámetro equivalente (hidráulico), m.

μ = Viscosidad dinámica.

n = número de corrientes.

k_f = conductividad térmicas del fluido.

m = Flujo másico de la corriente.

G = Flujo másico por unidad de área de sección transversal.

A_c = Área de sección transversal al fluido, m^2 .

μ_p = Velocidad del canal, m/s.

La caída de presión total en un intercambiador de placas (ΔP) tiene las siguientes componentes: caída de presión debida a la fricción, a los cambios de velocidad, a los cambios de dirección y a los cambios de altura del fluido [10]. De estas, la que tiene mayor influencia en el comportamiento térmico del equipo es la que se origina por la fricción. Para esta tesis se asume que la caída de presión permitida es igual a la pérdida por fricción. La expresión que permite evaluar esta componente es:

$$\Delta P = \frac{4fG^2L}{2\rho d_h} \quad (57)$$

En esta ecuación 57 L es la longitud de la placa y f es el factor de fricción que puede ser calculada por medio de la siguiente ecuación:

$$f = xRe^{-y} \quad (58)$$

Algunos autores señalan que el factor de fricción puede ser calculado por:

$$f = \frac{\rho \Delta P d_h}{2L_f G^2} \quad (59)$$

b) Correlación de Kumar

La correlación de (Kumar 1984 [39]) tiene la expresión dada por la siguiente ecuación, con las constantes calculadas por medio de tabla 10. Esta correlación es empleada para sistemas acuosos, así como una rango de número de Re ($10 \leq Re < 500$).

$$Nu = C_1 Re^m Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^{0.17} \quad (60)$$

El cálculo del factor de fricción viene dado por:

$$f = xRe^{-y} = C_2 Re^{-P} \quad (61)$$

Tabla 10. Valores de los coeficientes empleados en la correlación Kumar. [6]

β	Re	C_1	m	Re	C_2	P
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349	≤ 10	50	1
	> 10	0.348	0.663	> 10	19.40	0.589
				> 100	2.990	0.183
45	≤ 10	0.718	0.349	< 15	47	1
	10-100	0.400	0.598	10-300	18.29	0.652
	> 10	0.300	0.633	> 300	1.441	0.206
50	< 20	0.63	0.333	< 20	34	1
	20-300	0.291	0.591	20-300	11.25	0.631
	> 300	0.130	0.732	> 300	0.772	0.161
60	< 20	0.562	0.326	< 40	0.760	1
	20-400	0.306	0.529	40-400	24.0	0.451
	> 400	0.108	0.703	> 400	2.80	0.213
≥ 65	≤ 10	0.562	0.326	< 50	24.0	1
	20-500	0.331	0.503	50-500	2.80	0.451
	> 500	0.087	0.718	> 500	0.639	0.213

En este caso, L_f es la longitud de flujo desarrollado y es igual al área de transferencia dividida por el ancho de la placa L_w .

Luego de reemplazar las ecuaciones (45), (58) y (59) obtenemos la siguiente expresión:

$$A_c = \frac{2xm^{(2-y)}\mu^y L}{d_h^{1+y}\rho\Delta P} \quad (62)$$

Una vez definido la placa y sus características geométricas, es posible determinar el área libre de flujo para una corriente en función de la caída de presión permitida. Con este valor es posible calcular el número de pasajes por corriente que se requieren para maximizar el uso de la caída de presión (N_{ch}).

Este valor debe ser contrastado con el número de pasajes que son necesarios para cumplir con la carga térmica o pasajes térmicos (N_{CT}). Ahora, en este tipo de arreglo, la caída de presión por paso es igual a la caída de presión total dividida entre el número de pasos:

$$\Delta P_{\text{paso}} = \frac{\Delta P}{N_{\text{pasos}}} \quad (63)$$

El número de canales por paso puede obtenerse combinando las ecuaciones: 40, 62, y 63, de donde se obtiene que:

$$N_{c,\text{paso}} = \frac{1}{W_b} \left(\frac{2xm^{(2-y)}\mu^y N_{\text{paso}} L}{\Delta P d_h^{1+y} \rho} \right)^{1/2-y} \quad (64)$$

La determinación del número de canales térmicos se obtiene a partir de la ecuación general de diseño:

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD_e \quad (65)$$

La carga térmica es igual al área de transferencia de calor por el coeficiente global de transferencia de calor multiplicado por la diferencia media logarítmica de temperaturas efectiva.

$$LMTD_e = F \cdot LMTD \quad (66)$$

Este factor se calcula mediante:

$$F = \frac{NTU_{\text{contracorriente}}}{NTU_{\text{otro}}} \quad (67)$$

Como en el caso estudio se trabaja en un sistema con flujos a contracorriente, y es de sólo un paso, el valor de $F=1$.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor teórico:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_h} + R_z + \frac{1}{h_c} + R_f \quad (68)$$

donde:

h_c y h_h = Coeficientes de película para el fluido frío y caliente, respectivamente.

R_f = Resistencia debida al ensuciamiento.

R_z = Resistencia debida al material del intercambiador de calor.

Partiendo de la utilización de la ecuación para la transferencia de calor por convección forzada para conductos entre placas paralelas y considerando que no hay variación grande en la viscosidad de los fluidos y además que por la geometría el diámetro equivalente es dos veces el espacio entre las placas tenemos:

$$h_h = \frac{0,300 Re^{0,663} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_c}\right)^{0,17} k}{2b} \quad (69)$$

Finalmente podemos determinar el calor emitido y absorbido por los fluidos caliente y frío respectivamente:

$$Q = mC_p LMTD \quad (70)$$

3.5. CALOR DE COMBUSTIÓN

Es el calor estándar de reacción para la combustión completa de un compuesto con oxígeno ($-\Delta H_c^\circ$). El calor de combustión es relativamente sencillo de determinar de forma experimental. El calor de otras reacciones puede ser calculada fácilmente de los calores de combustión de los reactantes y los productos [19].

La expresión general para el cálculo de los calores de reacción a partir del calor de combustión es

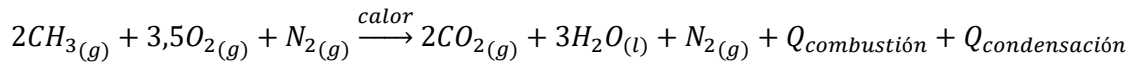
$$\Delta H_r^\circ = \sum \Delta H_{c,reactantes}^\circ - \sum \Delta H_{c,productos}^\circ \quad (71)$$

El poder calorífico de un combustible puede ser clasificado como:

- Poder calorífico superior (PCS), kJ/kg.
- Poder calorífico inferior (PCI), kJ/kg.

3.5.1. Poder calorífico superior (PCS)

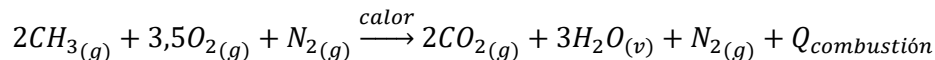
El PCS se define como la cantidad de calor generada por la combustión completa del combustible, tomado a 0°C, más el calor producido por la condensación del vapor de agua existente (producto de la combustión y de la humedad propia del combustible). De esta manera al condensar el vapor de agua contenido en los gases de combustión tendremos un aporte de calor de: 597 kcal/kg vapor de agua condensado. Reacción ideal de combustión completa:



3.5.2. Poder calorífico inferior (PCI)

El PCI considera que el vapor de agua contenido en los gases de la combustión no condensa; luego, no hay aporte adicional de calor por condensación. Sólo se dispondrá del calor de oxidación del combustible.

Reacción ideal de combustión completa:



Método analítico para la determinación del PCI de un combustible

Se basa en el principio de conservación de materia que señala: “El poder calorífico de un cuerpo compuesto es igual a la suma de los poderes caloríficos de los elementos simples que lo forman, multiplicados por la cantidad centesimal en que intervienen, descontando de la cantidad de hidrógeno total del combustible la que se encuentra ya combinada con el oxígeno del mismo”.

Relación entre los poderes caloríficos

$$PCI = PCS - h_{\text{cond, agua}} X_{\text{agua}} \quad (72)$$

donde:

$h_{\text{cond,agua}}$ = Calor latente de condensación a 0°C (kJ/kg agua)

X_{agua} = Porcentaje en peso del agua formada por la combustión del hidrocarburo más la humedad propia del combustible (kg agua/ kg combustible).

Tabla 11. Composición y poder calorífico del gas natural, procedente de Pemex. [19]

Composición (% vol., base seca)	GN (Pemex)
Metano	93,700
Etano	3,860
Propileno	0,767
Nitrógeno	0,131
Dióxido de carbono	1,295
Otros gases	0,247
Gravedad específica	0,592
Poder calorífico, base seca	39,457 MJ/m ³

Tabla 12. Factores de emisión del gas natural y residual 500. [19]

Descripción	GN	R-500
Factor de emisión de SO ₂ , kJ/kg	0,27	692,59
Factor de emisión MP, kJ/kg	3,38	50,69
Factor de Carbono, ton C/TJ.	15,3	21,1
Factor de emisión de CO ₂ , tonCO ₂ /V	0,002006 ⁽¹⁾	0,01103 ⁽²⁾
Tasa de oxidación, %	99,6	99,0

(1) Volumen expresado en m³ (2) Volumen expresado en galones

3.5.3. Conversión de calderas de vapor de R-500 a gas natural

Para quemar el nuevo combustible es necesario tender una tubería desde el empalme con el suministrador hasta la caldera. Se debe realizar modificaciones o adaptaciones en:

- Diseño de tuberías y accesorios.
- Diseño de estaciones reductoras primarias y secundarias.
- Sistemas de medición, control y seguridad.
- Soportes y cimentación.

Proceso de conversión de la caldera para el nuevo tipo de combustible

1) Revisión de transferencia de calor entre zona radiante y convectiva ante nueva realidad.

Se debe tomar en cuenta lo siguiente:

- El residual R-500 transmite mayor calor de forma radiante que el gas natural, por lo que la temperatura de salida del hogar se incrementa.
- La masa de gases de combustión es mayor para el gas natural que para el residual R-500.

2) Determinación de nuevas exigencias de los materiales.

- Determinación de nuevas temperaturas en paredes de tubos.
- Determinación de nuevas temperaturas en economizador.
- Comparación con diseño.
- Evaluación de la capacidad de los materiales para las nuevas temperaturas.

3) Estudio de dilataciones estructurales frente a nuevas exigencias.

- Análisis de las dilataciones diferenciales producidas por las nuevas temperaturas.
- Se revisarán los sistemas existentes para absorción de dilataciones y su habilidad para los nuevos requerimientos.
- Se deberá revisar la capacidad de la chimenea existente (diámetro y altura) para el mayor caudal de gas.

4) Revisión y adecuación de equipos de la caldera:

- Quemador: posibles modificaciones o cambio total. Potencia, modulación, sistema de encendido, controles, caja de aire, etc.
- Ventilador: capacidad, presión.
- Economizador: diseño, temperaturas.
- Controles: nivel, presión, temperatura, grado de combustión, presión de aire/gas, lazos existentes.

Análisis ambientales

- Emisiones de contaminantes: Gases (NO_x , CO, SO_2), partículas y ruido.
- Capacidad de producción de vapor de la caldera.
- Eficiencia térmica.
- Combustible de reposición (back-up).
- Costos de mantenimiento.

Ventajas de la conversión a gas natural

- Incremento de eficiencia de la caldera.
- Reducción de costos de mantenimiento.
- Alto rendimiento sobre el combustible utilizado (cerca del 90 %).
- Reducción de demanda de vapor para atomización de combustible líquido.
- Reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.
- Reducción de costos operativos en planta.
- Gran versatilidad de usos

Desventajas

- Exige un gran conocimiento del costo de la energía por parte del industrial.
- Difícil de justificar con bajos precios de la energía eléctrica de la red.
- Modificación estructural del equipo para ser compatible con el nuevo combustible.
- Requiere de libre acceso del industrial cogenerador al mercado eléctrico para vender sus excedentes.

CAPÍTULO IV

PROPUESTA PARA INCREMENTAR LA EFICIENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO DE ELECTROLITO EN TANK FARM

4.1. METODOLOGÍA

Para la realización de la presente tesis se ha seguido una metodología basada en el desarrollo de las siguientes etapas:

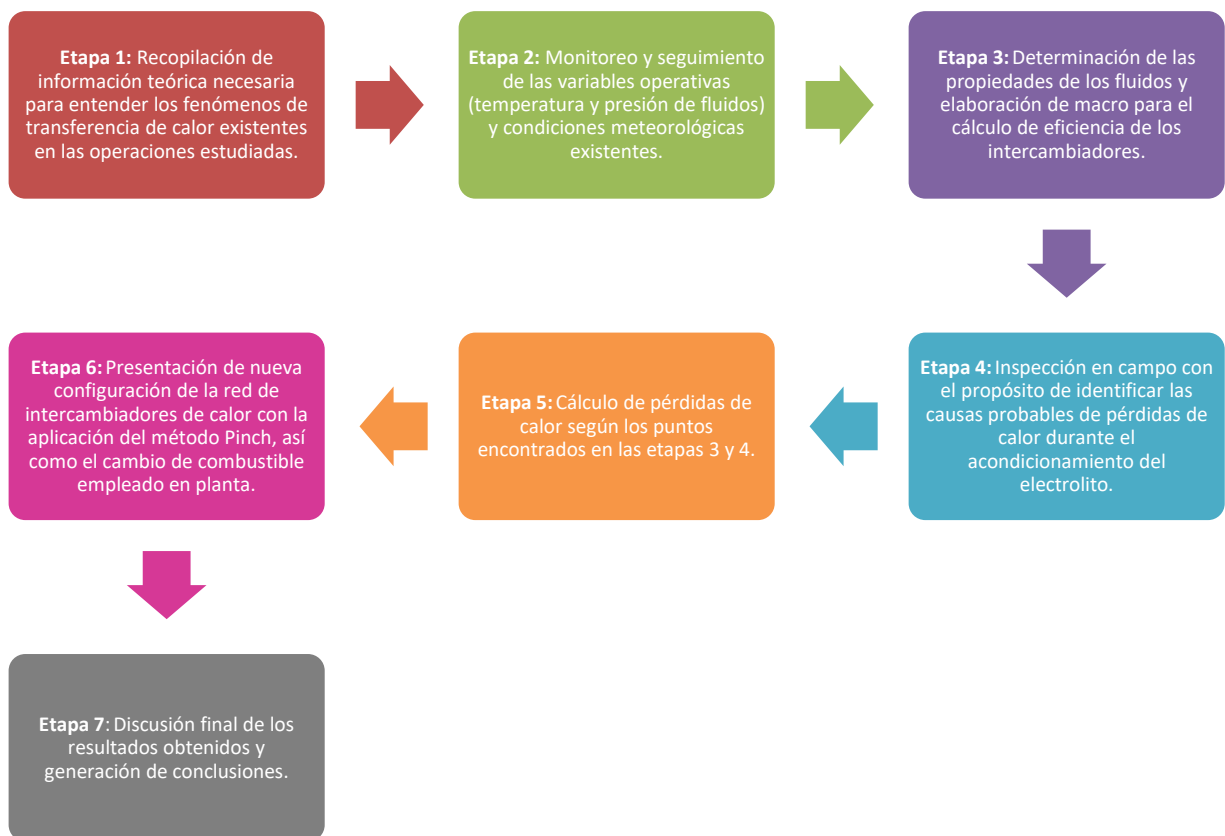


Figura 29. Etapas realizadas en la presente tesis.

4.2. DELIMITACIÓN ESPACIO-TEMPORAL

El estudio toma como base una planta ESDE localizada al sur del país, este estudio se limita a la estructura operativa de la planta, cualquier cálculo o balance de materia, térmico o económico debe ser realizado de acuerdo al tipo de planta a estudiar. Los datos recopilados sólo corresponden a la guardia A o turno día de las operaciones.

La data obtenida corresponde a un periodo de 18 meses. Los 12 primeros meses se realizó la recopilación de datos in-situ, mientras que la información de los seis meses restantes, fue proporcionada por personal de la planta.

Los valores registrados de temperaturas en tuberías son medidos con un Raytek el cual solo mide la temperatura superficial de la tubería.

4.3. PROCEDIMIENTO

Para la realización de la presente tesis, se siguió el siguiente procedimiento:

- Se realizó el monitoreo y seguimiento de variables operativas, determinación de propiedades de los fluidos involucrados en la transferencia, todo ello en las instalaciones de la planta ESDE estudiada.
- Se desarrolló una macro para el registro de las temperaturas de operación de los intercambiadores y con ello determinar su eficiencia, esto basado en la información obtenida del monitoreo previamente realizado.
- Se elaboró el flowsheet de la red de intercambiadores de calor y sistema de vapor de la planta, el cual detalla información correspondiente al balance másico y térmico de los fluidos, gradientes de temperatura y eficiencias de equipos.
- Con la información recopilada se procedió a determinar las posibles causas de pérdidas de calor durante el proceso de acondicionamiento del electrolito rico para la etapa de electrodeposición del cobre.
- Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, se procedió a describirlos de manera individual, y a su vez, calcular las cantidades de energía no aprovechada en cada uno de los casos determinados.

- Se presentó la propuesta de mejora para incrementar la eficiencia de transferencia de calor en los equipos de acondicionamiento de electrolito rico en Tank Farm, así como el empleo de un combustible alternativo para la caldera Cleaver Brooks.

4.4. DESCRIPCIÓN DE TRABAJOS REALIZADOS EN LA PLANTA ESDE ESTUDIADA

4.4.1. Monitoreo de temperaturas en tuberías e intercambiadores de calor.

Seguimiento semanal a las temperaturas de entrada y salida de los fluidos involucrados en la transferencia de calor de los intercambiadores de calor (HX's).

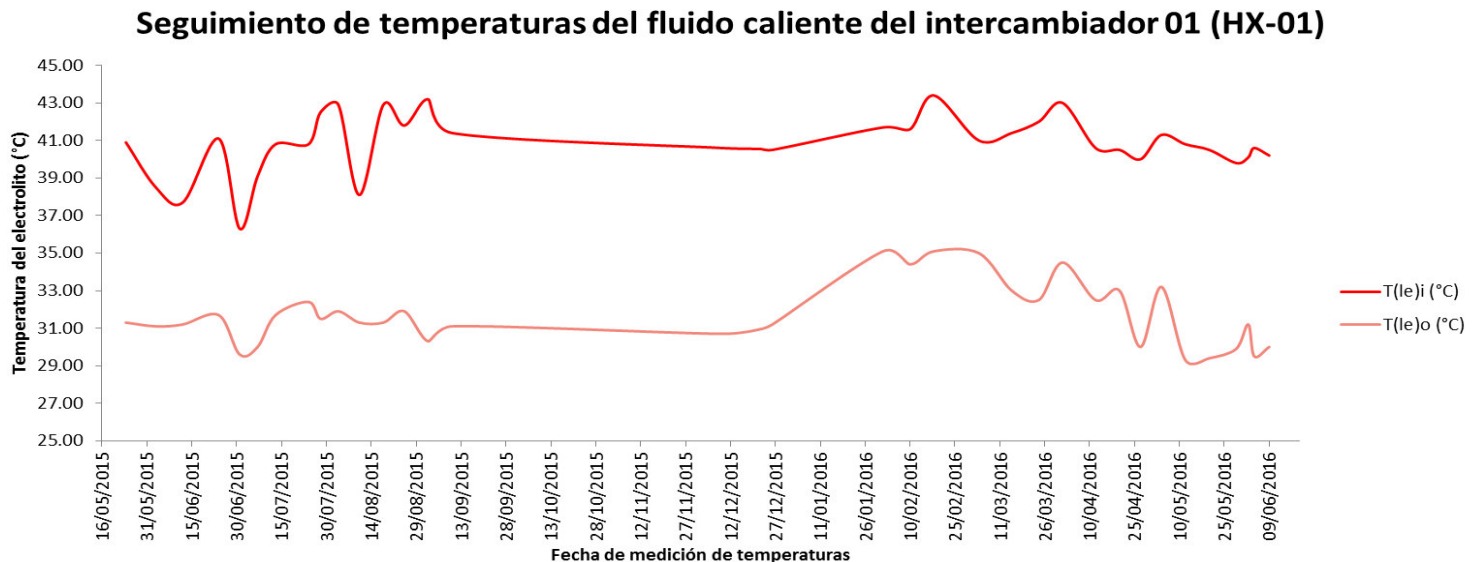


Figura 30. Temperatura de entrada y salida del electrolito pobre del HX-01, medidos en planta.

Se aprecia que la temperatura de entrada del electrolito pobre es inferior a 45°C ya que proviene de la nave de EW (posterior al proceso de electrodeposición) y luego de producirse la transferencia de calor, el electrolito pobre abandona el intercambiador con una temperatura mayor a 31°C, siendo la adecuada para el ingreso a SX menor a 27°C [1].

Una vez determinados la hora y punto de medición de las temperaturas en los intercambiadores con el Raytek, se obtuvo menores fluctuaciones en los valores registrados con este instrumento, esto puede apreciarse entre los meses de setiembre a diciembre de la figura 30 para el caso de la temperatura de entrada ($T(le)i$) y salida ($T(le)o$) del electrolito pobre.

Se observa que la hora, localización del punto de medición de las temperaturas en los

intercambiadores y la manera de realizar esta, influyen en las temperaturas medidas por el Raytek. Es así que, los valores registrados de febrero a agosto de 2015 presentan gran variación de temperatura (estas mediciones fueron hechas por operadores de la planta ESDE), lo que se repite una vez concluido el periodo de beca (donde dejo de registrar las temperaturas personalmente) entre los meses de enero a julio de 2016.

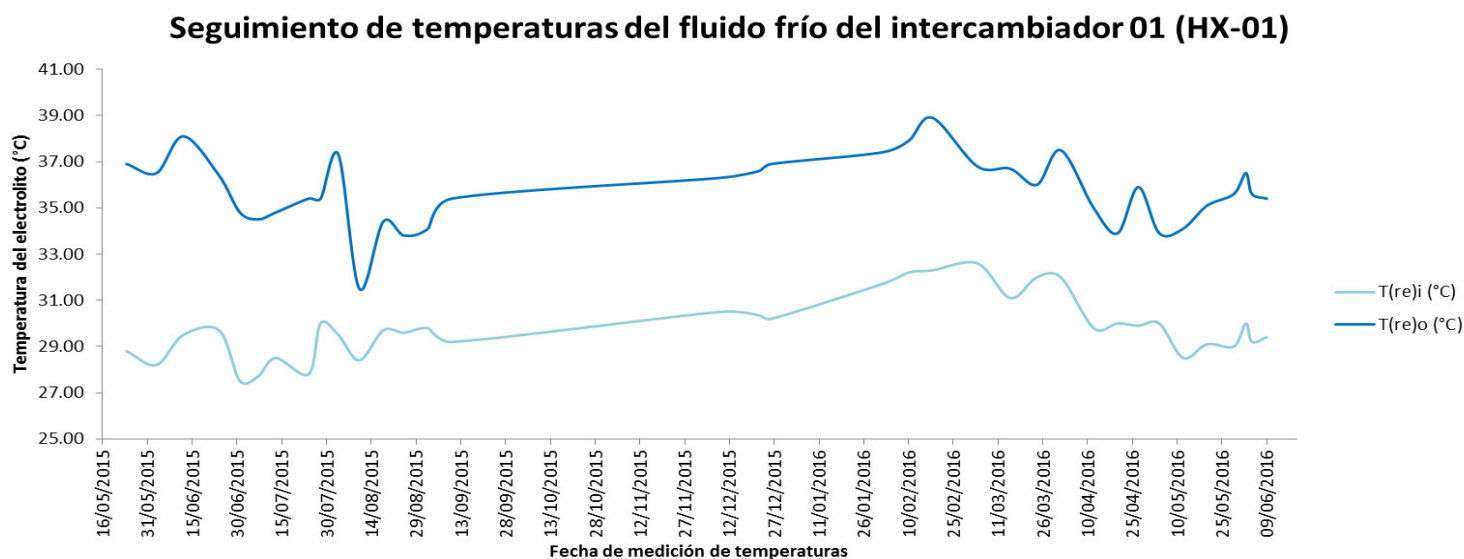


Figura 31. Temperatura de entrada y salida del electrolito rico del HX-01, medidos en planta.

La temperatura de ingreso del electrolito rico (procedente de SX) a los intercambiadores de calor es, en promedio, de 30°C, y la temperatura de salida apenas alcanza los 36°C en promedio, por este motivo el electrolito rico requiere de un segundo intercambiador para alcanzar una mayor temperatura.

Al igual que lo mencionado en la figura 30, se observa la misma tendencia de las temperaturas registradas por el Raytek. Si se sigue un procedimiento para la medición de esta, las temperaturas medidas guardan relación con respecto a otras medidas días atrás, en caso contrario existirá gran variación entre la temperatura medida un día con otra medida un día antes.

4.4.2. Determinación de principales propiedades del electrolito empleado en planta

- a) Densidad: Se ha determinado la densidad del electrolito, para las concentraciones trabajadas actualmente, pasando de una densidad de 1 210 kg/m³ a 1 190 kg/m³ (a 20°C), de igual manera se ha realizado la medición de esta propiedad a diferentes

temperaturas que van de 20°C a 42°C; además, la densidad del agua ahora será calculada en función de la temperatura.

- b) Finalmente, con las densidades experimentales, se elaboró una ecuación que determina la densidad del electrolito en función de la temperatura.

$$\rho = C_1 + C_2T + C_3T^2 \quad (73)$$

donde:

$$C_1 = 6\,539,8 \text{ kg/m}^3$$

$$C_2 = -31,527 \text{ kg/K} \cdot \text{m}^3$$

$$C_3 = 0,0456 \text{ kg/K}^2 \cdot \text{m}^3$$

T = Temperatura (K)

Esta ecuación tiene un valor de $R^2 = 0,991$. De esta manera, podemos emplear la ecuación asegurándonos un alto grado de confiabilidad y mínima diferencia entre el valor real y el calculado.

A continuación se presenta la tabla los resultados obtenidos y su comparación con la densidad experimental, así como el porcentaje de error de esta ecuación.

Tabla 12. Valores de densidad (experimental y calculada) para el electrolito a diversas temperaturas.

Temperatura experimental (K)	298,8	301,7	305,6	307,2	311,2	314,2
ρ real (kg/m^3)	1 190,5	1 181,8	1 162,0	1 160,7	1 144,3	1 137,1
ρ calculada (kg/m^3) con la ecuación (73)	1 191,0	1 178,9	1 164,0	1 158,2	1 144,9	1 135,9
Error (%)	0,04	0,24	0,17	0,21	0,05	0,11

- c) Viscosidad: Para determinarla se empleó el método “Falling ball” tal como se aprecia en la siguiente imagen 13. La viscosidad se determinó como valor puntual para una temperatura de 20°C, obteniendo un valor de 1,85 cP.

La viscosidad se determinó como valor puntual para una temperatura de 20°C, obteniendo un valor de 1,85 cP.



Imagen 13. Determinación de la viscosidad del electrolito (izquierda) y orgánico cargado (derecha) por medio del método Falling ball.

- d) Capacidad calorífica: Esta propiedad fue determinada empleando un calorímetro y fue medida a una temperatura de 20°C. El valor obtenido fue de 3,56 kJ/kg-K.
- e) Conductividad: El valor entregado por la empresa Bechtel Ltda. (encargada de la medición) fue de 0,640372 J/m-s-K para una temperatura de 20°C.

Las dos últimas propiedades, fueron determinadas por el personal de la planta ESDE y una empresa prestadora de servicios, debido a ello se cuenta con valores puntuales a una sola temperatura. Estos valores serán tomados como constantes para los cálculos posteriores, ya que no existe cambio de fase para el electrolito y la diferencia de temperaturas máximas que alcanza es de 25°C.

4.4.3. Corrección de fórmulas empleadas y creación de macros para la determinación de eficiencias de los intercambiadores de calor y otros parámetros relacionados.

- a) *Modificación de la hoja de cálculo “Eficiencia Intercambiadores 2015”, empleada hasta la actualidad para el cálculo de la eficiencia de los intercambiadores.*

Los operadores de la planta manejaban una hoja de cálculo donde se registraban las temperaturas de entrada y salida de los seis intercambiadores de calor (figura A8.1). Sin embargo, en las fórmulas empleadas se encontraron errores para determinar las eficiencias, por ello se realizaron los siguientes cambios:

Se corrigió la fórmula para determinar la eficiencia térmica de intercambiadores, el punto modificado fue el cálculo de calor máximo en los intercambiadores 04, 05 y 06, pues se tomaban la temperatura más baja del fluido caliente, y la más alta del fluido frío, lo que es incorrecto, ahora para el cálculo del calor máximo se emplea la ecuación (23):

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{h,out} - T_{c,in})$$

donde:

$q_{m\acute{a}x}$ = Cantidad máxima de calor producida por la diferencia de temperaturas entre los fluidos.

C_{min} = Es el valor mínimo entre los dos fluidos al comparar el valor de sus $C_p \times m$ (capacidad calorífica por masa del fluido).

$T_{h,in}$ = Temperatura de ingreso del fluido caliente.

$T_{c,out}$ = Temperatura de salida del fluido frío.

Con este cambio, la nueva eficiencia calculada es mucho menor a la anterior (tablas 13 y 14), en el Anexo 8 se presenta la captura de pantalla, donde se muestra la diferencia entre las eficiencias calculadas antes y después de las correcciones realizadas, por motivos de calidad en la presentación, se ha transcrito dichos resultados en las tablas mencionadas.

Tabla 13. Eficiencias calculadas mediante hoja electrónica Excel: Eficiencia de intercambiadores 2014_LESDE (Anexo 8) antes de la corrección de fórmulas para determinar la eficiencia.

EFICIENCIAS				
Intercambiadores	Q_c (kJ/s)	C_{tc} (kJ/°C)	$T_{ce}-T_{fe}$ (°C)	Eficiencia (%)
HX-01	1 895,34	191,45	12,2	81,15
HX-02	1 952,78	191,45	11,6	87,93
HX-03	1 359,29	191,45	11,5	61,74
HX-04	740,79	255,44	10,1	20,71
HX-05	1 098,41	255,44	8,6	50,00
HX-06	3 396,25	255,44	17,2	37,70

Tabla 14. Eficiencias calculadas mediante hoja electrónica Excel: Eficiencia de intercambiadores 2014_LESDE (Anexo 8), una vez corregida las fórmulas para determinar la eficiencia.

EFICIENCIAS				
Intercambiadores	Q _c (kJ/s)	C _{tc} (kJ/°C)	T _{ce} -T _{fe} (°C)	Eficiencia (%)
HX-01	1 895,34	191,45	12,2	81,15
HX-02	1 952,78	191,45	11,6	87,93
HX-03	1 359,29	191,45	11,5	61,74
HX-04	740,79	255,44	10,1	20,71
HX-05	1 098,41	255,44	8,6	27,39
HX-06	3 396,25	255,44	17,2	37,70

Las macros elaboradas en Excel (VBA, Microsoft Visual Basic para aplicaciones), contemplan adicionalmente cálculos para la determinación de eficiencia por el método de la diferencia de calor entre flujos, esto para los cinco primeros intercambiadores y se define a más detalle las condiciones operativas del intercambiador 06.

El Anexo 9 contiene mayor información respecto a estas macros así como la data registrada y la gráfica de la red de intercambiadores de calor correspondiente.

Para el cálculo de la eficiencia en los cinco primeros intercambiadores se aplica la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{Q}{C_{min}(T_{h1}-T_{c1})} \quad (74)$$

Para el caso del intercambiador de calor 06, la ecuación empleada será:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (75)$$

donde:

ε = eficiencia

NTU = Número de unidades de transferencia

Para este caso contemplamos las condiciones operativas del equipo, así como el proceso de condensación que ocurre dentro del mismo. Debido a que existe cambio de fase en el sistema, el calor cedido producto de la condensación es mucho mayor que el aportado por el vapor

sobrecalentado, y el líquido sub-enfriado, así estos dos últimos pueden ser despreciados. Debido a la poca información recopilada para este intercambiador, en esta etapa sólo se estimó una eficiencia teórica del intercambiador, empleando un valor de U para el sistema Vapor- Agua.

- a. *Determinación de coeficientes de película, coeficiente global de transferencia de calor, números adimensionales (Re , Pr , Nu) y otras características de los fluidos.*

De manera preliminar, se determinó el régimen de los fluidos involucrados, la carga térmica de ingreso y salida a cada intercambiador y el valor de U para el electrolito y el agua. Debido a la escasa información proporcionada con respecto a los fluidos, se realizaron diversas pruebas (como las mencionadas en el punto 4.5.4) para conocer las condiciones de operación reales.

Finalmente culminadas las etapas 3 y 4, se realizaron los cálculos de los diversos números adimensionales, coeficiente de película y coeficiente global de transferencia de calor para el caso de la línea de vapor.

- b. *Elaboración de flowsheet del sistema de intercambiadores actualizada, donde contempla la nueva ubicación de la caldera de vapor, el delta de calor de cada intercambiador y las eficiencias calculadas.*

El flowsheet del sistema de intercambiadores de calor. En el Anexo 09, se presenta mayor información sobre las hojas de cálculo y macros elaboradas para la generación de los reportes de eficiencia para estos equipos.

Hasta la fecha de elaboración de este flowsheet, la planta ESDE sólo contaba con un diagrama cualitativo del área de tanques y su red de intercambiadores de calor, el nuevo diseño presentado, incluye el balance térmico de cada una de las corrientes, las temperaturas de operación y las eficiencias de los seis intercambiadores de calor, así como los flujos correspondientes para cada línea (electrolito rico, electrolito pobre, agua y vapor), tal como se aprecia en la figura 32.

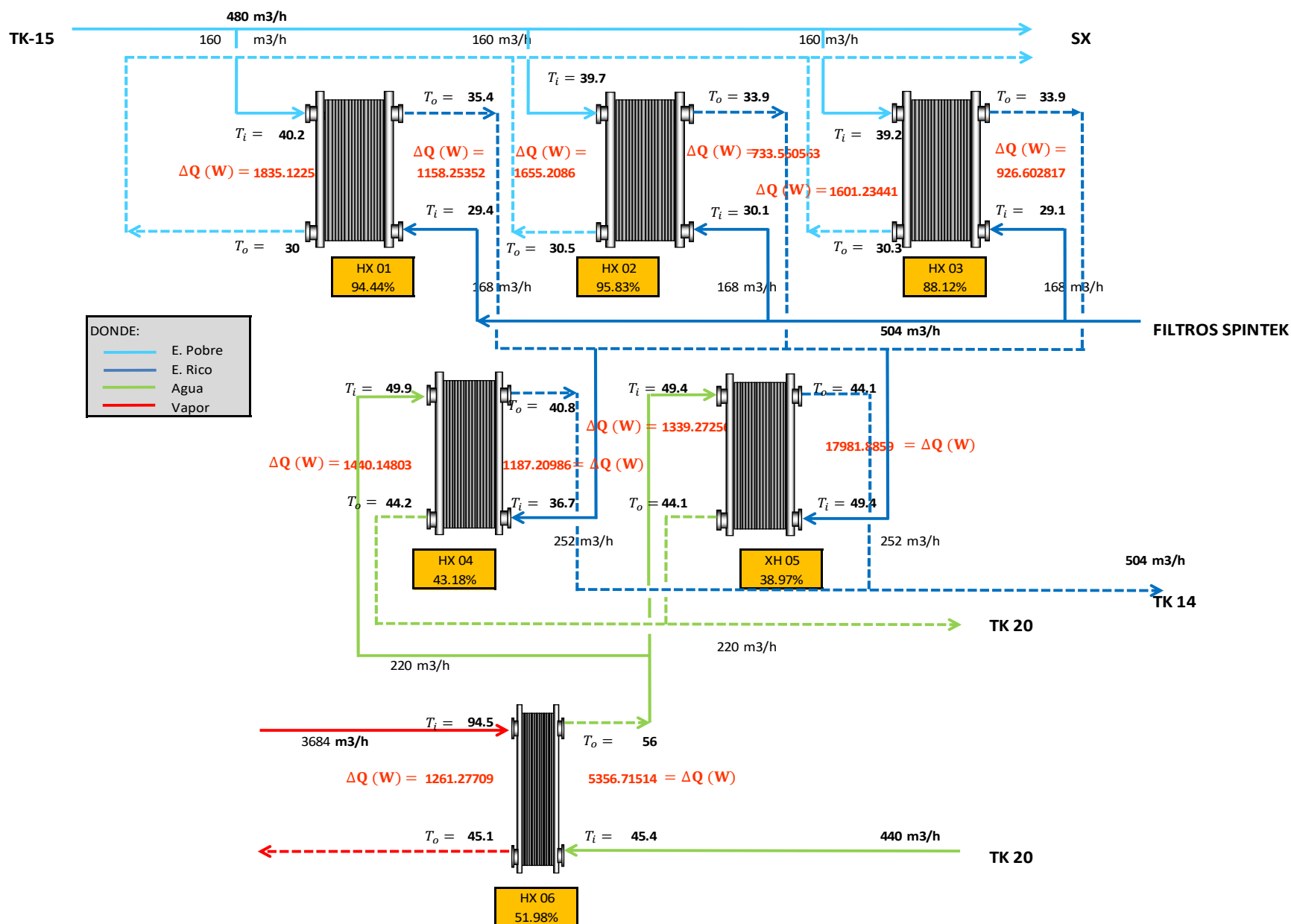


Figura 32. Flowsheet actualizado sistema de intercambiadores de calor de una planta de extracción por solventes.

- c. *Elaboración de cuadros con especificaciones técnicas de los intercambiadores de placas (hasta ese momento no se contaba con tal información).*

Los datos fueron obtenidos luego de investigar la procedencia de los intercambiadores de calor (etapa 4); gran parte de la información fue proporcionada por el superintendente de mantenimiento de la planta ESDE. Esta información se encuentra en el Anexo 7.

4.4.4. Inspección en planta para identificar fuentes de pérdida de calor, en la etapa de acondicionamiento de electrolito.

Se realizaron inspecciones en campo a las áreas de Tank Farm y EW, donde se localizaron puntos críticos en donde, con las mejoras propuestas, se puede reducir la cantidad de calor perdido de forma significativa.

Como primer punto se identificaron zonas sin aislamiento térmico, especialmente en las líneas de vapor, electrolito rico y electrolito pobre. Estos puntos se muestran en la imagen 14.

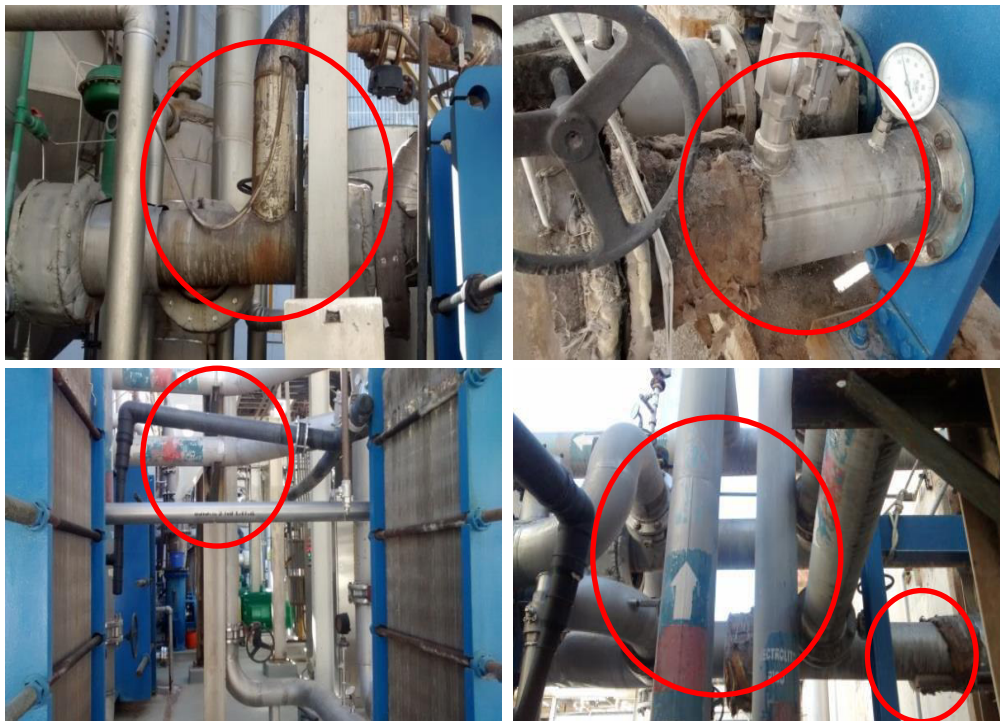


Imagen 14. Tuberías sin recubrimiento localizadas en el área de Tank Farm.

De igual forma, se observó la existencia de tubería excedente en las líneas de vapor, esto ocurre ya que se ha realizado el traslado de la caldera Cleaver Brooks (la cual se ubicaba

inicialmente en Tank Farm, a lado de los intercambiadores y ahora se encuentra a 400 m de distancia en el cuarto de calderas). Sin embargo, las líneas antiguas de vapor no han sido retiradas del circuito y sólo han sido empalmadas con la línea nueva que traslada el vapor desde la caldera hacia los intercambiadores.

4.5. PROPUESTA DE MEJORA PLANTEADA

Todas las propiedades de los fluidos, especificaciones técnicas y parámetros operativos fueron obtenidas de los registros de planta (cuarto de control, data de las áreas de metalurgia de campo e investigaciones metalúrgicas), proyectos realizados desde el arranque de planta, y experimentalmente por los técnicos de la planta en mención así como por mi persona. Esta información se encuentra recopilada en el Anexo 7.

4.5.1. Incremento de eficiencia de intercambiadores de calor a través del empleo del método Pinch.

a) Método Pinch

Luego de revisar la información de las condiciones de diseño de la planta, se ha observado que en la actualidad los flujos de las corrientes fría y caliente son la mitad de la planteada en el diseño. Esta alteración tiene repercusión al momento de calcular el mínimo número de intercambiadores necesarios para el proceso, según lo planteado en la relación caso base. Se muestra a continuación la relación de flujos para el electrolito pobre.

$$X = \frac{\text{Flujo de electrolito pobre (operación actual)}}{\text{Flujo de electrolito pobre (de diseño)}} \quad (76)$$

$$X = \frac{183\,580\,kg/h}{378\,361\,kg/h}$$

$$X = 0.485$$

Por tal motivo, se plantea como propuesta de mejora, la determinación del mínimo número de intercambiadores de calor, necesarios para alcanzar la temperatura objetivo del electrolito rico. Los cálculos realizados están ajustados a las condiciones actuales de operación (composición, flujo, presión y temperatura).

A continuación se detallarán los pasos con la metodología MUMNE [22].

Caso 1: Condiciones de operación actual

Paso 1: Definir las corrientes involucradas

Tabla 15. Identificación de corrientes calientes y frías de la entapa de EW.

Corriente	Tipo	T_s (°C)	T_t (°C)	C_p (J/kg-K)	m (kg/s)	mC_p (W/K)
1	Caliente	40	26	3560	50,99	181,54
2	Frío	28	39	3560	54,28	193,24

Sólo se menciona dos corrientes: La corriente caliente (electrolito pobre) y la corriente fría (electrolito rico), estos fluidos son empleados en los intercambiadores 01, 02, 03, 04 y 05; no se toman en cuenta ni al agua del TK-20 ni al vapor empleado en el HX-06, puesto que ambos son servicios (tabla 15).

Paso 2: Elaborar el diagrama de temperaturas de las corrientes involucradas

Se tomará la mínima diferencia de temperaturas de 10°C, luego graficamos al lado derecho las temperaturas de la línea caliente (valores en color rojo) y a la izquierda las temperaturas del fluido frío (valores en color azul), las otras temperaturas mostradas se obtienen de sumar (a las corrientes frías) y restar (a las corrientes frías) ΔT a las temperaturas de los fluidos. Se unen las temperaturas de los lados derecho e izquierdo, formando así las secciones A, B y C (figura 33).

Paso 2: Diagrama de temperaturas

Para $\Delta T = 10^\circ\text{C}$

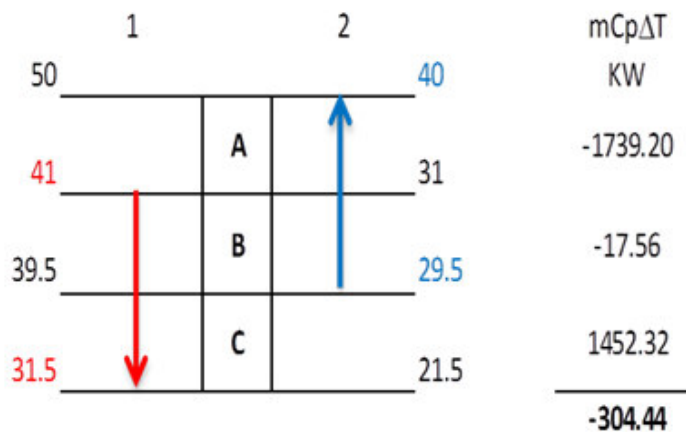


Figura 33. Diagrama de temperaturas para el caso estudiado.

Del diagrama se observa que la energía total requerida es de 304,44kW, ahora construiremos el diagrama de cascada para calcular la cantidad de servicios necesario.

Paso 3: Construir un diagrama Cascada

En este paso se coloca un número de bloques, uno detrás de otro, igual a la cantidad de secciones definidas en el paso 2. Se observa que el bloque A requiere una cantidad de energía, la cual será suministrada por un servicio, esto se repite en el bloque B. Una vez ubicado el punto con mayor requerimiento acumulado de energía, se determinará el punto Pinch, en nuestro caso éste se encuentra entre los bloques B y C.

Paso 3: Diagrama cascada del proceso

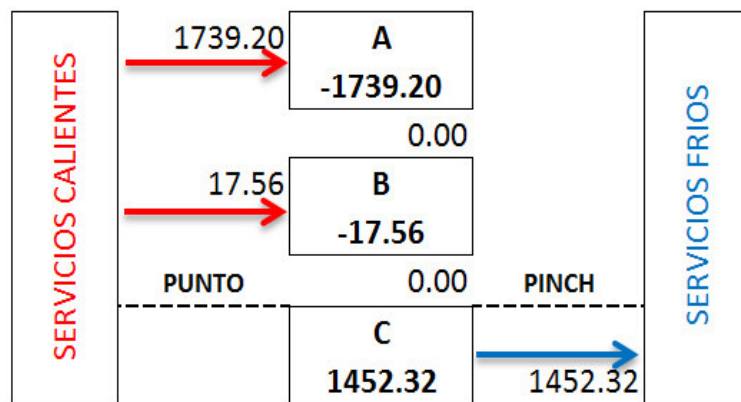


Figura 34. Diagrama de cascada para el caso estudiado.

Del diagrama puede concluirse que se requiere una cantidad de servicio caliente igual a 1 756,76 kW y un servicio frío de 1 452,32 kW. Al sumar ambas cantidades, vemos que el requerimiento global sigue siendo el mismo (-304,44 kW).

Paso 4: Determinar el mínimo número de intercambiadores de calor.

Si conocemos los mínimos requerimientos de energía para el calentamiento y enfriamiento, y el número de intercambiadores de calor, podemos proceder con el diseño de la red de intercambiadores de calor (HEN).

$$\text{MNI} = \text{Corrientes calientes} + \text{corrientes frías} + \text{servicios} - 1$$

$$\text{MUMNE} = 1 + 1 + 2 - 1 = 3$$

donde:

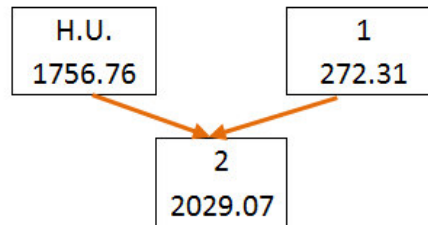
MNI: Mínimo número de intercambiadores

El procedimiento apropiado es subdividir el problema en dos partes, una distribución por encima del Pinch y otra, por debajo del Pinch [27], tal como se muestra en la figura 35.

Paso 4: Calcular el mínimo número de HX

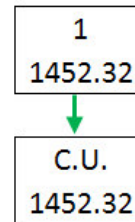
Sobre el pinch

1	272.31
2	2029.07
H.U.	1756.76



Debajo del pinch

1	1452.32
2	0
C.U.	1452.32



Cantidad mínima de HX: 3

Figura 35. Distribución de intercambiadores para el paso 4.

Así, el mínimo número de intercambiadores de calor es tres.

Paso 5: Diseño de una red de intercambiadores de calor

Criterio: $mCp_{hot} < mCp_{cold}$

Como ejemplo se cita a la corriente 1, la temperatura final del electrolito rico es de 40°C (este se alcanzará a través de dos intercambiadores de calor, uno que opere con las corrientes 1 y 2, y otro con la corriente fría más un servicio caliente) tal como se aprecia en la figura 36.

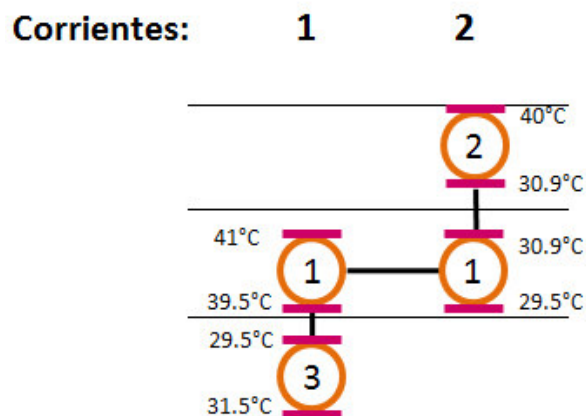


Figura 36. Ubicación de los intercambiadores de calor en el diagrama de temperaturas.

Para la propuesta planteada, se recomienda trabajar con un mayor flujo de electrolito pobre, tal como se diseñó en un primer momento, así mismo se adiciona un flujo de agua fría para ser calentada y finalmente la temperatura de salida del electrolito pobre se disminuye hasta 26°C.

Con estas modificaciones, en el paso 3 se obtiene que el requerimiento del servicio caliente es de 1 739,2 kW (4 kW menos que el actual, además de una menor temperatura de salida del electrolito pobre) y un servicio frío de 1 314,5kW (este puede ser el agua del TK-20 que actualmente emplea la planta), la cantidad total de intercambiadores requeridos: 4.

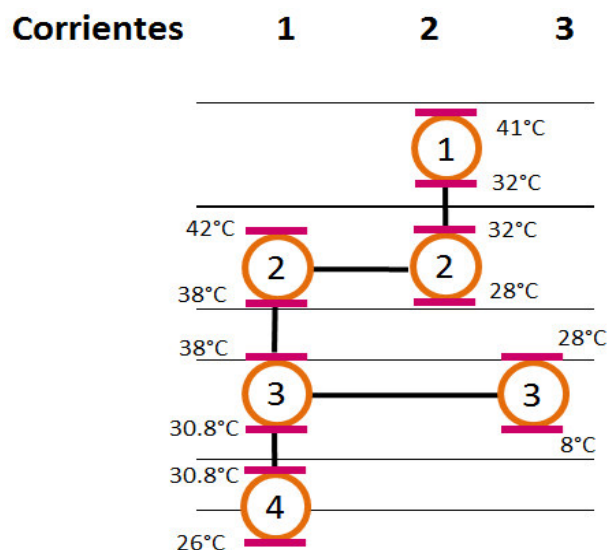


Figura 37. Ubicación de los intercambiadores de calor en el diagrama de temperaturas, según la propuesta planteada.

Los flujos sugeridos así como el desarrollo de la metodología MUMNE de la propuesta planteada se encuentra en el Anexo 11.

Esta propuesta se puede aplicar ya que en la actualidad la planta posee seis intercambiadores de calor, se plantea emplear un intercambiador de calor electrolito rico-electrolito pobre, dos intercambiadores agua-electrolito pobre (uno de ellos con el servicio frio y otro con agua para servicios generales) y un intercambiadores vapor-electrolito rico, esto da un total de 4 intercambiadores de calor. Así se empleará un equipo de transferencia de calor menos, se trabajará sin el sistema agua-vapor y la planta contará con agua tibia para los servicios generales.

A continuación se presenta la distribución de la red de intercambiadores de calor para la propuesta planteada.

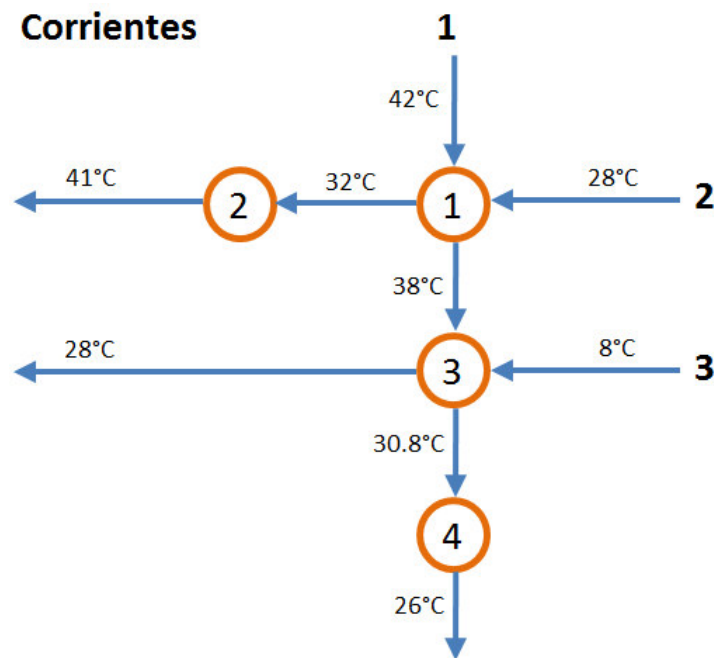


Figura 38. Distribución de intercambiadores de calor planteada.

Con estos cambios se puede alcanzar ahorros apreciables, la tabla 18 muestra la importancia de la recuperación de calor en el sistema de intercambiadores de calor existente, así un incremento en la temperatura del electrolito rico a la salida de los intercambiadores de calor genera ahorros significativos en el consumo de combustible residual R-500.

Tabla 16. Efecto del incremento de la temperatura en el consumo de combustible.

Variación de Temperatura (°C)	Calor ahorrado (MJ/año)	Volumen de R-500 (m³/año)	Ahorro (soles/año)	Ahorro (%)
0.10	601 160,88	72,02	40 333,8	6,78%
0.20	1 202 321,76	144,04	80 667,72	13,56%
0.30	1 803 482,64	216,06	121 001,52	20,35%
0.40	2 404 643,52	288,08	161 335,32	27,13%
0.50	3 005 804,40	360,09	201 669,24	33,91%
0.60	3 606 965,28	432,11	242 003,04	40,69%
0.80	4 809 287,04	576,15	322 670,76	54,26%
1.00	6 011 608,80	720,19	403 338,48	67,82%
1.20	7 213 930,68	864,23	484 006,08	81,39%

Se observa que, de incrementarse en 0.5°C la temperatura del electrolito rico a la salida de los intercambiadores de calor, la cantidad de calor ahorrado sería de 3 005 804,40 MJ/año, el cual se traduce en un ahorro de S/. 201 669,24 anuales. Esta información es extraída del Anexo 10.

Así con la distribución planteada en la presente tesis, se puede alcanzar un ahorro mensual de entre el 34% al 68%. La cantidad de calor tomada como base de los cálculos es la generada por la caldera Cleaver Brooks (que tiene como función dotar de vapor al HX-06).

4.5.2. Revestimiento de tuberías

La planta ESDE estudiada presenta tuberías parcialmente aisladas térmicamente, se ha realizado la medición del espesor del material aislante (fibra de vidrio) en la línea de electrolito rico. Con la información obtenida se comparará el calor cedido por una tubería sin aislamiento y otra recubierta con el material aislante, para así tener una perspectiva inicial de los beneficios que generaría el aislamiento térmico de todas las líneas de los fluidos calientes ubicados en el área de Tank Farm.

Cálculos realizados

Los cálculos mostrados corresponden al flujo de electrolito pobre.

Las pérdidas de calor totales en tuberías sin aislamiento se puede representar como:

$$q_r = \frac{T_{\text{fluido}} - T_{\text{ambiente}}}{\frac{1}{A_1 h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_{\text{tubería}}} + \frac{1}{A_3 h_3}} \quad (77)$$

Pérdidas en tuberías

Iniciamos con el cálculo de los números adimensionales para los fluidos en las tuberías, para el cual se puede asumir que la temperatura exterior de la tubería coincide con la interior (puesto que el acero posee una resistencia térmica despreciable):

Número de Reynolds

$$Re = \frac{G \cdot D}{\mu_{l.e.}} \quad (78)$$

$$Re = \frac{1555,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \times 0,203 \text{ m}}{1,85 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re = 1,71 \times 10^5$$

Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{C_{p,l.e.} \mu}{k} \quad (79)$$

$$Pr = \frac{(3,56 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \times 1,85 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0,6404 \frac{\text{J}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{K}}}$$

$$Pr = 10,28$$

Posterior a ello se determina el coeficiente de película del fluido (electrolito pobre), h_e , para ello se aplicará la siguiente ecuación experimental [23]:

Cálculo de h_e :

$$h_e = \left[\frac{1,85 \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} C_p (3600) G}{(Pr \times Re)^{2/3}} \right] \times \frac{\mu_w^{0,14}}{\mu} \quad (80)$$

Reemplazando:

$$h_e = \left[\frac{1,85 \times \left(\frac{0,203}{200} \right)^{1/3} \times 3,56 \times 3600 \times 1555,9}{(10,28 \times 1,71 \times 10^5)^{2/3}} \right] \times 1^{0,14}$$

$$h_e = 254,53 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}} = 70,70 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Conocidos estos valores, procedemos a determinar las pérdidas de calor por conducción, convección y radiación. Cabe mencionar que los resultados se expresarán en función al área externa para las líneas de electrolito y agua, y en función al área interna para el caso del vapor.

Pérdidas de calor por convección

Las pérdidas de este tipo ocurren en dos zonas: En el interior de la tubería, donde el fluido que es transportado en su interior pierde calor. Y en la superficie de la tubería, más aún si esta no posee revestimiento.

Se observa que el coeficiente de convección interior es muy grande, lo que produce una resistencia térmica despreciable. Asimismo, para el cálculo del coeficiente de convección externo, se asume al espacio como un recinto cerrado, ya que por la ubicación del área de Tank Farm, no hay corrientes de aire significativas durante el día.

$$R_{\text{conv}_{\text{int}}} = \frac{A_0}{h_e A_i} \quad (81)$$

$$R_{\text{conv}_{\text{int}}} = 1,52 \times 10^{-2} \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$$

El coeficiente de convección de calor exterior para tuberías horizontales en recintos cerrados, se calcula de la siguiente manera [13]:

$$h_a = 1,25 \left(\frac{\Delta T}{D_{\text{ext}}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (82)$$

Esta fórmula es empleada sólo si [13]:

$$\Delta T (D_o)^3 < 10$$

Reemplazando valores:

$$\Delta T \times D_o^3 = 29 \times 0,219^3 = 0,3 < 10$$

$$h_a = 1,25 \times \left(\frac{29}{0,219} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$h_a = 4,24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Así, la resistencia por convección externa es:

$$R_{\text{conv_ext}} = \frac{1}{h_a} = 0,24 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

Finalmente calculamos la resistencia por conducción en la tubería de acero:

$$R_{\text{cond}} = \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} \quad (83)$$

Reemplazando datos:

$$R_{\text{cond}} = 137,60 \times \frac{\ln(0,219/0,203)}{2\pi \times 16,3 \times 200} = 5,10 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

El coeficiente global de transferencia de calor (basado en el área externa) U_{ext} , queda definido como:

$$U_{\text{ext}} = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_e} + R_{\text{cond}} + \frac{1}{h_a}} \quad (84)$$

$$U = 3,97 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

La resistencia del exterior a la transferencia de calor por convección es claramente la mayor. Esto significa que esta es la resistencia que controla la transferencia total de calor, dado que las otras resistencias (en serie) son, en comparación, despreciables. Para determinar el valor de U para las tuberías de agua y electrolito pobre, se sigue el mismo procedimiento. Mientras que para el caso de la tubería con vapor ocurre un caso especial.

A partir de la ecuación (80) se obtiene:

$$h_e = 0,96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Reemplazando valores en la ecuación (81)

$$R_{\text{conv_int}} = \frac{1}{h_e} = 1,04 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

Luego:

La resistencia por convección externa es:

$$R_{\text{conv_ext}} = \frac{A_i}{A_o h_{\text{conv}}} = 0,16 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

Finalmente la resistencia por conducción de la tubería de vapor se obtiene a partir de la ecuación (83)

$$R_{\text{cond}} = 3,67 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

Así, el valor de U será calculado en función del área interna de la tubería. Con esta aclaración, se continúan con los cálculos respectivos y así se obtiene el calor emitido por la tubería de vapor.

A partir de la ecuación:

$$U_{\text{int}} = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{A_i \ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{int}})}{k \times 2\pi \times L} + \frac{A_i}{A_o h_a}} \quad (85)$$

Reemplazando valores:

El coeficiente global de transferencia de calor se basará en el área interior del tubo, para este caso el valor obtenido es:

$$U = 0,83 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Una vez obtenidos los resultados, se determina el flujo de calor de cada una de las líneas, así aplicamos la ecuación (21), para el caso de la línea de agua:

$$q = UA_{\text{ext}}\Delta T$$

$$q = 3,97 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \times 137,60\text{m}^2 \times 29\text{°C}$$

$$q = 15,84 \text{ kW}$$

Para el caso de la tubería de vapor la ecuación (21) estará basada en el área interna:

$$q_{\text{vap}} = UA_{\text{int}}\Delta T$$

$$q_{\text{vap}} = 33,92 \text{ kW}$$

De la misma forma determinamos el calor liberado para la tubería con recubrimiento:

Para estos cálculos se toman como referencia las tuberías parcialmente aisladas encontradas en el área de Tank Farm, a las cuales se les midieron los espesores del aislante empleado, así como la temperatura superficial. Se asumirá la temperatura superficial y el espesor del aislante presente en la línea del electrolito pobre, en la evaluación de las líneas de electrolito rico y agua.

$$q_r = \frac{T_{fluido} - T_{ambiente}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_{tubería}} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_{aislante}} + \frac{1}{2\pi r_3 L h_3}} \quad (86)$$

Subsecuentemente, debemos de calcular el calor emitido por la tubería con aislamiento térmico, para los cálculos se debe tomar en cuenta que el aislamiento añade una resistencia conductiva en la ecuación (86), y modifica la resistencia convectiva (de acuerdo con la ecuación (82)), al modificarse la temperatura superficial.

Como se mencionó anteriormente, según datos de planta, la temperatura superficial de la tubería de electrolito pobre en el ingreso a los HX's es de 16°C, mientras que en la línea de vapor es de 28°C. El espesor del aislante empleado es de 25 mm para la tubería de electrolito rico y pobre; para el caso del vapor, de 5 cm.

Cálculo de las resistencias totales:

Las resistencias por convección interna y conducción del acero ya fueron calculados, estos no son alterados por la presencia del aislante, sólo se modifica el área externa ya que para el cálculo de U, se empleará el valor del diámetro final (con aislamiento).

$$R_{conv_int} = 1,52 \times 10^{-2} \frac{m^2 K}{W}$$

$$R_{cond1} = 5,10 \times 10^{-4} \frac{m^2 K}{W}$$

Se calcula el nuevo valor del coeficiente de convección, reemplazando la temperatura superficial y el espesor del aislante:

$$R_{conv_ext} = 0,44 \frac{m^2 K}{W} \quad y \quad R_{cond2} = 0,49 \frac{m^2 K}{W}$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor:

$$U = \frac{1}{R_{\text{conv_int}} + R_{\text{cond1}} + R_{\text{cond2}} + R_{\text{conv_ext}}} \quad (87)$$

$$U = 1,06 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Así el calor que es emitido por la tubería revestida por metro lineal es:

$$q = 1,06 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \times 169,02 \text{ m}^2 \times 29\text{°C}$$

$$q = 5,20 \text{ kW}$$

Luego, el calor ahorrado por metro lineal de tubería es:

$$Q_{\text{ahorrado}} = 15,84 - 5,20 = 10,64 \text{ kW}$$

El ahorro térmico que se generaría con el empleo de fibra de vidrio como aislante para el caso del electrolito pobre que ingresa a los intercambiadores de calor HX-01, HX-02 y HX-03 es del 67% mientras que el ahorro térmico aproximado en la tubería del vapor sería del 47%, con respecto a las tuberías sin revestimiento. Se vuelve a hacer mención que los valores obtenidos están basados en el aislamiento existente en algunas tuberías de la planta en mención. Los resultados obtenidos para cada línea se encuentran en el Anexo 12.

4.5.3. Cálculo de eficiencias en los intercambiadores de calor

Para estos cálculos se ha empleado la data de temperaturas de entrada y salida de las corrientes calientes y frías, de igual manera, se basaron en las condiciones operativas actuales de la planta, especificaciones de equipos y tuberías.

Cabe resaltar que para la determinación de algunas propiedades de los fluidos, se utilizarán ecuaciones tomadas del Perry's Chemical Engineering Handbook (para el caso del agua y vapor de agua). Se tomará en cuenta la presión atmosférica de la planta, la cual se encuentra a 3500 m.s.n.m., la cual es de 0,66 kPa.

Esto específicamente para determinar las propiedades del vapor de agua. Finalmente, antes de realizar los cálculos respectivos, se deberá tomar en cuenta lo siguiente:

La temperatura registrada en Data_Metalurgia_2015_2016 son valores referenciales, ya que, al comparar la temperatura marcada por los sensores operativos (TT) y los medidos con el Raytek se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 17. Variación de temperaturas entro de la tubería (TT) y en su superficie (Raytek).

Equipo	Diferencia de temperaturas Raytek-TT (fluido caliente, °C)	Diferencia de temperaturas Raytek-TT (fluido frío, °C)
HX-01	-	2,80
HX-02	0,95	3,56
HX-03	1,24	1,90
HX-04	-	1,52
HX-05	0,58	1,16
HX-06	3,28	-

Para el caso del electrolito (rico y pobre) y el agua, esta variación puede considerarse despreciable; sin embargo, para el caso del vapor se incrementará esta diferencial de temperatura a los datos recopilados.

Cálculo del calor disponible y requerido de cada línea. Los siguientes cálculos se basarán en el intercambiador de calor HX-01, el flujo másico se obtiene del caudal registrado en Data_Metalurgia_2015_2016 y empleando la densidad obtenida de la ecuación (73).

Calor disponible, ecuación (23):

$$Q_{hot} = \frac{51,08 \text{ kg}}{s} \times 3,56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} - K} \times (38,40 - 32,40)^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{hot} = 1\,091,04 \text{ kW}$$

De la misma manera se determina el calor requerido:

$$Q_{cold} = 1\,330,76 \text{ kW}$$

Luego la eficiencia de un intercambiador se encuentra definida como:

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c1})}$$

reemplazando:

$$\varepsilon = \frac{181,84 \frac{kJ}{s-K} \times (38,40 - 32,40)^{\circ}C}{181,84 \frac{kJ}{s-K} \times (38,40 - 29,80)^{\circ}C}$$

$$\varepsilon = 69,77\%$$

Estos cálculos se realizan para los cinco primeros intercambiadores, cada uno de ellos posee especificaciones técnicas diferentes (ver Anexo 7). Para el caso del HX-06, se trabaja con las propiedades del vapor de agua a 112°C que es la temperatura de operación promedio antes de su ingreso a los intercambiadores.

El calor representativo del vapor está representado por el de condensación y el aporte parcial de la energía proporcionada por el condensado en su etapa de sub-enfriamiento tal como se muestra:

$$Q_{hot} = W_{vapor} \lambda_{vaporización} + W_{condensado} C_{p_{condensado}} (T_{sat} - T_{condensado}) \quad (88)$$

reemplazando:

$$Q_{hot} = \frac{0,61kg}{s} \times 2\,287 \frac{kJ}{kg} + \frac{0,61kg}{s} \times 4,205 \frac{kJ}{kg-K} (88,4 - 75,4)^{\circ}C$$

$$Q_{hot} = 1\,428,42 \text{ kW}$$

Para el caso de la corriente fría, el calor requerido se calcula como se mostró anteriormente, así obtenemos:

$$Q_{cold} = 4\,287,02 \text{ kW}$$

Al tratarse de un intercambiador de calor tipo condensador, $C_r = C_{min}/C_{max}$ es cero, por tanto, C_{min} está dado por la corriente fría.

$$C_{min} = 504,03 \frac{kW}{K}$$

Así, la eficiencia para el intercambiador HX-06 es:

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c2} - T_{c1})}{C_{min} (T_{sat} - T_{c1})}$$

$$\varepsilon = 22,46\%$$

A continuación se muestra la tabla resumen con las eficiencias promedio de los seis intercambiadores de calor.

Tabla 18. Eficiencias promedio de los intercambiadores de calor de placas.

SISTEMA	ELECTROLITO RICO- ELECTROLITO POBRE						ELECTROLITO RICO- AGUA				AGUA- VAPOR	
EQUIPO	HX 01		HX 02		HX 03		HX 04		HX 05		HX 06	
TEMPERATURA	E. rico	E. pobre	E. rico	E. pobre	E. rico	E. pobre	E. rico	Agua	E. rico	Agua	Agua	Vapor
T in (°C)	29,54	40,07	29,34	39,59	29,61	40,29	37,36	52,06	36,92	52,01	47,09	96,94
T out (°C)	35,69	31,75	36,11	31,63	36,11	32,29	39,92	47,84	40,01	46,45	53,02	49,34
EFICIENCIA (%)	79,27		77,56		75,46		32,42		38,03		15,62	
U (W/K-m ²)	3 623		2 704		2 521		3 495		4 209		2 342	

Con estos valores ya se puede saber el estado diagnóstico de los equipos de transferencia de calor. Asimismo, al realizar el seguimiento diario de estos valores, se puede determinar el periodo que tarde en generarse un grado de ensuciamiento considerable dentro de las placas, y así realizar un mantenimiento preventivo de los equipos.

Un valor difícil de encontrar en la literatura, y de mucha utilidad para determinar la eficiencia de los intercambiadores de calor son las resistencias propias del equipo al paso del calor (R_z), coeficientes de película y coeficientes globales de transferencia de calor.

A continuación se detallarán los cálculos realizados para obtener dichos valores para el caso particular de la planta de Extracción por Solventes que se viene estudiando. Estos valores pueden servir como datos preliminares de cálculo para determinar el desempeño y eficiencia de Intercambiadores de calor de placas en otras plantas, teniendo en cuenta las condiciones operativas presentes para cada caso.

4.5.4. Determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor de los fluidos y equipos de transferencia de calor

En la presente tesis se tomaron las siguientes condiciones de operación:

Tabla 19. Parámetros operativos de los flujos caliente y frío de cada intercambiador de calor.

PARÁMETROS	UNIDADES	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE OPERACIÓN- UNIDADES INTERNACIONALES					
		HX-01	HX-02	HX-03	HX-04	HX-05	HX-06
Flujo másico del líquido caliente	kg/h	183 580	183 580	183 580	108 712	108 712	1 442
Flujo másico del líquido frío	kg/h	195 416	195 416	195 416	288 013	288 013	217 424
Caída de presión líquido caliente	Pa	67 569	67 569	67 569	26 200	26 200	2 068
Caída de presión líquido frío	Pa	68 258	68 258	68 258	34 474	34 474	68 948
Temperatura de ingreso líq. caliente	°C	40,07	39,59	40,29	52,06	52,01	93,66
Temperatura de salida líq. caliente	°C	31,75	31,63	32,29	47,84	46,45	49,34
Temperatura promedio líq. caliente	°C	35,91	35,61	36,29	49,95	49,23	71,50
Temperatura de ingreso líq. frío	°C	29,54	29,34	29,61	37,36	36,92	47,09
Temperatura de salida líq. frío	°C	35,69	36,11	36,11	39,92	40,01	53,02
Temperatura promedio líq. frío	°C	32,62	32,73	32,86	38,64	38,47	50,06

Eficiencia de intercambiadores de calor

Balance de energía global:

$$Q = q + Q_{perdido} \quad (89)$$

De los cálculos anteriores tenemos, para el HX-01:

$$Q_{hot} = 1\,091,04\,kW$$

$$Q_{cold} = 1\,330,76\,kW$$

Cálculo del coeficiente global e individual teóricos dependen del equipo de transferencia de calor utilizado, para un intercambiador de placas tenemos las siguientes fórmulas:

Número de Nusselt:

Existen diversas correlaciones para determinar el número de Nusselt (Nu) para intercambiadores de placas, tal como las correlaciones de Kummar, Wanniarachchi, Muley and Manglik, Okada y Thonon. En esta tesis se empleará la ecuación de Kummar por su fácil aplicación y que además cuenta con información para las características de las placas estudiadas.

Para realizar los siguientes cálculos se supondrá un valor inicial de Re igual a 2300,

asimismo los cálculos estarán basados en las especificaciones técnicas del intercambiador de calor HX-01 (Ver tabla 19), así reemplazando en la ecuación (44):

$$Nu = 0,300Re^{0,663}Pr^{0,33}\left(\frac{\mu}{\mu_c}\right)^{0,17}$$

y para el caso del factor de fricción, la ecuación (58):

$$f = 1,441Re^{-0,206}$$

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{D_h G}{\mu} = \frac{2bW}{\mu A_c}$$

Despejando A_c :

$$A_c = \frac{2bW}{\mu Re}$$

Reemplazando valores, se obtiene:

$$A_c = \frac{51,08 \frac{Kg}{s} \times 0,0058 m}{0,00185 \frac{N}{s.m^2} \times 2300}$$

$$A_c = 0,07m^2$$

Con los valores de Re y A_c , y empleando la caída de presión establecida para este intercambiador de calor en 67 500 Pa (0,675bar), reemplazamos en las ecuaciones (59), (60) y (61).

$$A_c = \left(\frac{2xm^{2-y}\mu^y L}{d_h^{1+y}\rho\Delta P} \right)^{1/2-y}$$

Reemplazando valores:

$$0.70 = \left(\frac{2 \times 1,441 \times 51,08^{2-0,206} 0,00185^{0,206} \times 2,629}{0,0058^{1+0,206} \times 1153,41 \times \Delta P} \right)^{1/2-0,206}$$

$$\Delta P = 1\,965,76\,Pa$$

La presión obtenida es la mínima caída de presión que garantiza una buena transferencia de calor en el equipo. Se observa que según las especificaciones del equipo, éste satisface el

primer requerimiento.

Con la caída de presión de operación (67 569 Pa), se re calcula el valor de A_c :

$$A_c = \left(\frac{2 \times 1,441 \times 51,08^{2-0,206} 0,00185^{0,206} \times 2,629}{0,0058^{1+0,206} \times 1\,153,41 \times 67\,569} \right)^{1/2-0,206}$$

$$A_c = 0,10 \, m^2$$

Hallamos Re y f en función de A_c , x e y (ecuaciones (55) y (61)):

$$Re = \frac{51,08 \times 0,0058}{0,00185 \times 0,10} = 1\,601,43$$

$$f = 1,441 \, Re^{0,206} = 0,315$$

Ahora hallamos el número de canales por corriente, tomando en cuenta que para el presente estudio, el intercambiador de calor es de un solo paso:

$$N_{c,pasos} = \frac{0,10}{0,838 \times 0,0029} = 41,15$$

Seguido a ello determinamos el flujo másico seccional, despejando G de la ecuación (59):

$$G = \sqrt{\frac{2d_h \rho \Delta P}{4fL}}$$

$$G = \sqrt{\frac{2 \times 0,0058 \times 1\,153,41 \times 67\,569}{4 \times 0,315 \times 2,629}} = 522,41 \, \frac{kg}{m^2s}$$

Una vez determinado el valor de G , hallamos el coeficiente de película para el fluido caliente, despejando h de la definición del Nu .

$$h_h = \frac{Nu \cdot k_{fluido}}{L_c}$$

$$h_h = \frac{0,300 Re^{0,663} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^{0,17} \times k}{2b}$$

reemplazando:

$$h_h = 9\,520,77 \frac{W}{m^2 K}$$

Se realizan los mismos cálculos para la corriente fría, a continuación se presentan los resultados para la corriente fría y caliente en la tabla 20:

Tabla 20. Resultados obtenidos de los cálculos realizados para el HX-01.

PARÁMETROS	UNIDADES	CORRIENTE CALIENTE	CORRIENTE FRÍA
Ac	m ²	0,10	0,10
Re		1 601,43	1 698,47
f		0,315	0,311
Nc, paso		41	41
G	kg/(m ² s)	522,41	527,46
Pr		10,28	10,28
h	W/(m ² K)	9 522,19	9 900,93

El factor de ensuciamiento se obtiene de la literatura [8] para el sistema electrolito-electrolito:

$$R_f = 0,0002 \frac{W}{m^2 ^\circ C}$$

Reemplazando en la ecuación 68, el valor de U se obtiene con la ecuación 65, empleando las temperaturas de la tabla A8.1 y las especificaciones del intercambiador 1 (tabla A7.1):

$$\frac{1}{1\,286,84} = \frac{1}{9\,522,19} + R_z + \frac{1}{9\,900,93} + 0,0002$$

$$R_z = 0,00037 \frac{W}{m^2 ^\circ C}$$

Este valor ahora puede ser empleado en planta para determinar la frecuencia de realización de mantenimiento preventivo de los intercambiadores.

4.5.5. Análisis de cambio de combustible de residual a gas natural en el sistema de generación de vapor

Actualmente la caldera Cleaver Brooks emplea residual R-500 en su proceso de combustión para producir vapor de agua necesario para distintas operaciones en planta. Las

especificaciones técnicas de este equipo se mencionan a continuación:

Tabla 21. Especificaciones técnicas de diseño de la Caldera Cleaver Brooks [24].

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	UNIDADES	VALOR
Potencia de la caldera	kW	224
Capacidad nominal a 100°C	kg/h	4 695
Energía producida	MJ/h	10 596
Superficie de calentamiento	m ³	27
CONSUMO APROXIMADO DE COMBUSTIBLE BASADO EN UNA EFICIENCIA NOMINAL DEL 80%		
Residual	l/h	340
Gas natural	m ³ /h	355

En la actualidad esta caldera no trabaja en condiciones adecuadas ya que, en primer lugar, no cuenta con sistemas de control ni con enlace al cuarto de control, por lo cual es necesaria la presencia de un calderista en todo momento que revisa las condiciones de este equipo.

Como se observa en la Tabla 20, este tipo de caldera puede trabajar con gas natural, lo que permite la viabilidad técnica de la propuesta. Con esta aclaración, se realizará la comparación entre el residual R-500 y el gas natural, para mostrar los beneficios ambientales y económicos que significaría el cambio de combustible empleado en la caldera Cleaver Brooks.

Basado en las especificaciones técnicas obtenidas del proveedor, se puede determinar a groso modo la eficiencia de la caldera, partiendo de los parámetros actuales de planta:

Tabla 22. Parámetros de operación de la caldera Cleaver Brooks.

DATOS	UNIDADES	VALOR	DATOS	UNIDADES	VALOR
Ratio Vapor/ R500	lb/gal	84	Ratio Vapor/ R500	kg/m ³	10 065
Vapor generado	lb/día	95 863	Vapor generado	TM/día	434,8
Consumo de R-500	gal/día	1 141,2	Consumo de R-500	m ³ /día	4,32
Temperatura Vapor	°C	120	Temperatura Vapor	°C	120

Eficiencia y cantidad de energía producida por la caldera

Para determinar la eficiencia aproximada con la que se está trabajando calculamos la cantidad de vapor que se generaría para el consumo de R-500 actual.

$$Cantidad\ de\ vapor\ generado_{teórico} = 1\ 141,2 \frac{gal\ de\ R - 500}{día} \times \frac{248\ 400\ lb\ de\ vapor}{2\ 008,8 \frac{gal\ de\ R - 500}{día}}$$

$$Cantidad\ de\ vapor\ generado_{teórico} = 141\ 120 \frac{lb\ de\ vapor}{día} \times \frac{0,454\ kg\ de\ vapor}{lb\ de\ vapor}$$

$$Cantidad\ de\ vapor\ generado_{teórico} = 64\ 068 \frac{kg\ de\ vapor}{día}$$

$$Cantidad\ de\ vapor\ generado_{real} = 43\ 522 \frac{kg\ de\ vapor}{día}$$

Al comparar la cantidad de vapor generado actualmente por la caldera, observamos que esta es menor a la indicada según especificaciones técnicas del equipo para una eficiencia del 80% [24].

Luego, la eficiencia con la que está operando la caldera es:

$$Eficiencia = 0,8 \times \frac{43\ 522 \frac{kg\ de\ vapor}{día}}{64\ 068 \frac{kg\ de\ vapor}{día}} \times 100\%$$

$$Eficiencia = 54,3\%$$

La eficiencia puede también ser calculada, determinando el calor generado por galón de R-500 a la presión de 345kPa (50 psia) y el calor teórico (poder calorífico del combustible):

$$Eficiencia = \frac{10\ 065 \frac{kg\ de\ vapor}{m^3\ de\ R - 500} \times 21\ 390 \frac{kJ}{kg\ de\ vapor}}{42\ 281 \frac{MJ}{m^3\ de\ R - 500}}$$

$$Eficiencia = 50,9\%$$

Vemos que este valor presenta una ligera variación a la calculada por la ecuación anterior, para los cálculos subsiguientes tomaremos la eficiencia calculada por el primer método, ya que está basada en las especificaciones técnicas del equipo.

Para poder determinar la cantidad de vapor generado por galón de R-500, requerimos conocer la eficiencia de los intercambiadores involucrados en el calentamiento del electrolito

rico, en otras palabras, los primeros cinco intercambiadores.

De los resultados obtenidos en el capítulo III, sabemos que la eficiencia promedio de los intercambiadores es de 63.67%, finalmente reemplazamos este valor en la siguiente ecuación:

$$Q_{generado, por m^3 de R-500} = \varepsilon_{real}(1 - \varepsilon_{HX})(42\,281 MJ)$$

$$Q_{generado, por m^3 de R-500} = 0,5434 \times (1 - 0.6367)(42\,281 MJ)$$

$$Q_{generado, por m^3 R-500} = 8\,347 MJ$$

Con los cálculos realizados hasta el momento, podemos apreciar que en la actualidad la caldera Cleaver Brooks está trabajando casi con una eficiencia del 54%, lo que significa que se pierde la mitad de la energía producida por la caldera.

Comparación en costos por combustible

En las condiciones actuales de operación (54,34% de eficiencia de la caldera), se puede determinar el costo y ahorro mensual del uso del gas natural en reemplazo del R-500

Costo anual del R-500

$$Costo_{anual en R-500} = 4,32 \frac{m^3}{día} \times 360 \frac{días}{año} \times \frac{S/2,12}{gal} \times 264,172 \frac{gal}{m^3}$$

$$Costo_{en R-500} = \frac{S/ 870\,981}{año}$$

Costo anual gas natural (GN)

La energía requerida por la caldera Cleaver Brooks es de:

$$Q_{requerido} = Q_{generado, R-500} = 4,32 \frac{m^3}{día} \times 42\,281 \frac{MJ}{m^3 R-500}$$

$$Q_{requerido} = 182\,654 \frac{MJ}{día}$$

Luego la cantidad de gas natural requerida es:

$$GN_{requerido} = \frac{182\,654 \frac{MJ}{día}}{39\,457 \frac{kJ}{m^3}} = 4,62 \frac{m^3}{día}$$

Una equivalencia útil es que $1 \text{ ft}^3 = 1000 \text{ BTU}$, con esta aclaración, el costo mensual por el consumo de GN es:

$$\text{Costo}_{\text{anual,GN}} = 163\,479\,311 \frac{\text{BTU}}{\text{día}} \times 360 \frac{\text{día}}{\text{año}} \times 2,56 \frac{\text{USD}}{\text{MMBTU}} \times 3,39 \frac{\text{S/}}{\text{USD}}$$

$$\text{Costo}_{\text{anual,GN}} = \frac{\text{S/}510\,746}{\text{año}}$$

El ahorro anual por al cambio de combustible sería la diferencia entre el costo anual del R-500 menos el costo anual del gas natural.

$$\text{Ahorro}_{\text{anual}} = \text{S/}870\,981 - \text{S/}510\,746$$

$$\text{Ahorro}_{\text{anual}} = \text{S/}360\,235$$

El ahorro anual por cambio de combustible sería de S/ 360 235.

Cálculo de cantidad de contaminantes dejados de ser emitidos a la atmósfera

Para este punto se presenta el caso de la planta pesquera Cynide S.A.C., la cual realizó el cambio de combustible de residual R-6 (en adelante R-6) a GN, ya que la caldera empleada es de las mismas características que la empleada en planta.

Tabla 23. Concentraciones de contaminantes ambientales antes y después del cambio de tipo de combustible por la empresa pesquera Cynide S.A.C.

PARÁMETRO	Unidades	Caldera Cleaver Brooks N°6		
		Nov. 2003	Nov. 2003	May. 2004 (ajuste)
Análisis de gases		R-6	Gas Natural	
O ₂	%	5,9	5,6	3,9
CO ₂	%	11,4	8,8	9,7
CO	ppm	27,0	41,5	459,3
SO ₂	ppm	441,7	18,5	1,7
NO _x	ppm	321,7	51,5	4,1

De la tabla 23 se observa que existen reducciones apreciables para cada uno de los gases contaminantes. En el caso del CO no se ha establecido un límite de emisión permisible para la industria, en caso de quemado de petróleo, con instalaciones menores a 3 728 kW (5 000 BHP) [19], como es este caso.

4.5.6. Propuestas para incrementar la eficiencia de la caldera en las condiciones actuales

Una vez demostrada la viabilidad del cambio de tipo de combustible y sus beneficios económicos y ambientales, se plantean los siguientes estudios que, de realizarse, incrementarán la eficiencia de la caldera Cleaver Brooks.

Determinar la cantidad de exceso de aire apropiado para ser suministrado a la caldera.

La magnitud del exceso de aire requerido por una caldera varía principalmente de acuerdo al tipo de combustible y a la tecnología del quemador. La eficiencia térmica de una caldera en relación al exceso de aire con el que se encuentra trabajando, tanto para el caso de gas natural como para el caso del petróleo [19]. La determinación del exceso de aire con el que está trabajando una caldera puede ser efectuada en forma sencilla, a través de la medición del contenido de O_2 o CO_2 y CO presente en los productos de la combustión.

Implementar un sistema de recuperación de calor de los productos de la combustión.

Este es un punto muy importante ya que la pérdida de calor asociada a los productos (gases) de la combustión (en chimenea) representa alrededor de un 18% para el caso de las calderas que utilizan gas y 12% para el caso de las calderas que utilizan carbón y petróleo. Se recomienda revisar la viabilidad de la instalación de un economizador (o pre-calentador de agua).

Instalación de un sistema de recuperación de calor para la purga.

Esta propuesta mejorará el rendimiento de la caldera ya que la energía almacenada en la purga podrá ser empleada en calentar otras líneas que sean requeridas. De igual forma, se debe trabajar con la menor cantidad de purga posible, esto puede ser logrado, para el caso de la caldera Cleaver Brooks (que cuenta con purga de apertura manual) instalando un sistema de control que mida las características del agua así como el contar con operadores capacitados para mantener los parámetros adecuados del agua de la caldera. Se estima que un adecuado tratamiento de agua y un buen manejo por parte de los operadores pueden traer consigo ahorros de combustible cercanos al 1%

Implementar un sistema de control que mantenga interconectado a la red de intercambiadores de calor, la caldera Cleaver Brooks y el cuarto de control.

Se recomienda la instalación de sensores de nivel, presión y temperatura (o en su defecto al menos dos de ellos) para tener un control a tiempo real de los parámetros operativos de la

caldera e intercambiadores de calor. Con ello se eliminará la necesidad de emplear, de manera permanente, al calderista u otro operador que mida las condiciones de operación de la caldera y se verá el comportamiento de cada uno de los intercambiadores en todo momento.

Actividades recomendadas a realizar:

- Inspección en campo para corroborar estado de sensores.
- Elaboración de una lógica de control para la recopilación de datos de los sensores instalados, así como para el control de los lazos de temperatura y nivel.
- Creación de una narrativa y filosofía de control para la automatización de los procesos involucrados.
- Desarrollo de pantallas para la supervisión de la caldera e intercambiadores.
- Ejecución de la propuesta.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. A través del Análisis Pinch se ha determinado la cantidad mínima de intercambiadores de calor requeridos, que para este caso da un total de cuatro, con esta nueva configuración propuesta se lograría incrementar la temperatura de salida del electrolito rico en casi 1°C, además con esta configuración se logrará aprovechar la energía excedente del electrolito pobre para calentar una línea de servicio de agua potable.
2. Del análisis Pinch se ha determinado los ahorros que generaría la modificación del sistema de intercambiadores actual, mostrando que para un incremento de 0,5°C en la temperatura del electrolito rico se generaría un ahorro anual de S/ 226 794 que representa un 33,9% menos consumo de combustible.
3. Existe una mala distribución de los intercambiadores de transferencia de calor, lo cual es evidenciado por las bajas eficiencias que presentan estos equipos, que en promedio para los intercambiadores electrolito-electrolito es de 72%, agua-electrolito: 31% y vapor-electrolito: 52%. Asimismo, estas bajas eficiencias ocurren por operar con un caudal inferior al planteado en el diseño, es así que en la actualidad la planta trabaja al 48% de la capacidad para la que fue diseñada.
4. Mediante el recubrimiento con fibra de vidrio en las líneas de electrolito, agua y vapor en su totalidad, se generarían ahorros térmicos de alrededor del 67% para el caso del electrolito y agua, y del 47% para el caso del vapor. Estos resultados están basados en el espesor de fibra de vidrio presente (de forma parcial) en las tuberías de electrolito pobre y vapor. Los cálculos han sido realizados para las líneas principales, mas no para las secundarias.
5. Con las macros elaboradas en Excel para la planta en mención, se puede determinar la carga térmica de cada línea que ingresa a los intercambiadores, los coeficiente de película y coeficiente global de transferencia de calor, y la eficiencia de equipos. Con esta información el personal de la planta conocerá de manera más exacta el estado de los

procesos de transferencia de calor que ocurren durante el acondicionamiento del electrolito rico.

6. Se ha demostrado los beneficios del empleo de GN frente al uso actual de R-500 y su posible viabilidad técnica y económica así como los beneficios que generaría para con el medio ambiente por la reducción de los gases de efecto invernadero.

RECOMENDACIONES

1. A partir del análisis preliminar empleando la Metodología Pinch, se recomienda realizar estudios y simulaciones que permitan ejecutar las propuestas presentadas en este estudio (de ser estas viables), tales como: la modificación estructural de los intercambiadores de calor, la adición de una línea de fluido frío y el aprovechamiento del agua de filtro del Tanque 20.
2. Se recomienda realizar pruebas a nivel laboratorio y pruebas piloto para determinar las condiciones operativas a emplear para un intercambiador electrolito vapor, propuesto en la presente tesis. En caso contrario, se recomienda modificar los caudales de las corrientes fría y caliente, puesto que se está trabajando a condiciones inferiores a las de diseño.
3. A partir de los cálculos realizados en pérdidas de calor por tuberías no aisladas y luego de demostrar los ahorros que se generaría de aislar en su totalidad a las mismas, se plantea realizar la cotización de diversos aislantes y determinar la relación costo-beneficio de estos, para su pronta instalación. Así como evaluar el espesor óptimo de la fibra de vidrio que recubre algunas tuberías en la actualidad, ya que no existe información que valide que este espesor sea el óptimo.
4. Se recomienda realizar una inspección detallada de cada una de las líneas principales de electrolito, vapor y agua, con la finalidad de localizar zonas sin aislamiento (longitud total), dimensionamiento adecuado, líneas inoperativas, estado de sensores, entre otros. Pequeños cambios pueden generar grandes ahorros energéticos.

5. Una investigación más detallada de estos equipos, permitirá conocer los parámetros óptimos de funcionamiento, condiciones operativas a seguir o evitar y mejoras en el rendimiento de los mismos con la aplicación de programas de mantenimiento preventivo, implementación de lógicas de control y sensores necesarios para un monitoreo adecuado.
6. Se plantea realizar una investigación a detalle para el cambio del tipo de combustible empleado por gas natural, ya que los beneficios no sólo se reflejan en la parte ambiental, sino también en ahorros energéticos (económicos) y en horas hombre del personal requerido.
7. Se recomienda que los egresados se interesen en la aplicación del Pinch térmico y en particular puedan ir más allá de los resultados alcanzados en el presente estudio. Asimismo, se recomienda que los estudiantes y egresados de esta carrera cultiven un mayor interés en el campo de la investigación y busquen a través de ella mejorar las operaciones de cualquier industria, no solo en beneficio de ésta sino como parte de su desarrollo profesional.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Southern Perú Copper Corporation. (2015). *Planta LESDE. Módulo 2: Metalurgia*. Perú.
- [2] Mihovilovic, D. (2001). *Hidrometalurgia: fundamentos, procesos y aplicaciones* (1ra edición). Chile.
- [3] Torres, E., Quintana, L., Arias, O., y Retirado, Y. (2011). *Coeficientes de transferencia de calor y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal*. Revista de Minería y Geología (Vol. 27 No. 2). Instituto superior minero metalúrgico. Cuba.
- [4] División Toquepala-SPCC. (2005). Compendio “*Teoría metalurgia*” - *Temas: Biolixiviación, extracción por solventes y electrodeposición*. Perú.
- [5] Green, D., & Perry, R. (2008). *Perry's Chemical Engineers' handbook* (8th ed.). USA: McGraw-Hill.
- [6] Taboas, F. (2006). *Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoniacal/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*. Recuperado de <http://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/8491/06CAPITULO2INTERCAMBIADORESDEPLACAS.pdf;jsessionid=919A38407D991CAABE233442D836302B?sequence=5>.
- [7] Kern, D. (1999). *Procesos de transferencia de calor* (31a reimpresión). México: Continental S.A.
- [8] Incropera F. (1996). *Fundamentos de transferencia de calor* (4a edición). USA: John Wiley & Sons, Inc.
- [9] Hollman, J. P. (2010). *Transferencia de calor* (10a edición). USA: McGraw-Hill.
- [10] Nikhil, J., & Lawankar, S. (2012). *Heat transfer analysis of corrugated plate heat exchanger of different plate geometry: A review*, international journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. India: Amravati.
- [11] Lienhard, J. IV, & Lienhard, J. V. (2004). *A heat transfer textbook* (3rd ed.). Massachusetts: Phlogiston Press.
- [12] Rohsenow, W., Hartnett, J., & Cho, Y. (1998). *Handbook of heat transfer* (3rd ed.). USA: McGraw-Hill.

- [13] Instituto para la diversificación y ahorro de energía, España. (2007) *Guía técnica: Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos*. Recuperado de http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10540_Disenio_y_calculos_aislamiento_AI_SLAM_GT3_07_01ee3c15.pdf.
- [14] Jaramillo, O. (2007). Artículo académico: *Intercambiadores de calor*. Centro de investigación de energía. México.
- [15] Shah, S., Fisher, D., & Seborg, D. (1981). *Design and experimental evaluation of controllers for process undisturbability* (1st ed.). American Institute of Chemical Engineering Journal. USA.
- [16] Romero, R., Sen, M., Franco, W., y Hernández, A. (2001). *Efecto en la hidrodinámica y transferencia de calor del desfaseamiento entre placas de un intercambiador de calor de placas onduladas* (Vol. 1). Venezuela: Intendencia.
- [17] Picón, M., López, J., y Álvarez, C. (2003). *Diseño termohidráulico de intercambiadores de calor de plato y marco en arreglo simple y multipasos* (Vol. 2). Revista mexicana de Ingeniería Química. México.
- [18] Akturk, F., Gulben, G., Aradag, S., Sezer, N., & Kakac, S. (2011). *Experimental investigation of the characteristics of a chevron type gasketed-plate heat exchanger*. 6th International advanced technologies symposium (IATS'11). Turkey.
- [19] Arroyo, V. (2007). *Beneficios de la sustitución de petróleo residual por gas natural en calderas de vapor*. III Seminario internacional de ahorro de energía y automatización de plantas pesqueras industriales. Perú. Recuperado de <http://www.unmsm.edu.pe/cedit/linked/analisis%20de%20cambio%20de%20combustible.pdf>.
- [20] Tower, G., & Sinnott, R. (2008). *Chemical engineering: Principles, practice and economics of plant and process design* (1st ed.). USA: Butterworth-Heinemann.
- [21] Himmelblau, E. (2001). *Optimization of chemical processes* (2nd ed.). New York, USA: McGraw-Hill.
- [22] Turton, R., Bailie, R., Whiting, W., & Shaeiwitz, J. (2009). *Analysis, synthesis and design of chemical processes* (3rd ed.). Massachusetts, USA: Prentice Hall.

- [23] Ness V. H. - *Bechtel Corporation*. (1994). *Calculation sheet to Southern Perú Copper Corporation Start up of SX plant*. USA: Bechtel Corporation.
- [24] Cleaver Brooks. (2012). *Dimensions and rating for Model CBR boilers 300HP*. USA: Cleaver-Brooks, Inc.
- [25] Oelker, A. (2010). *Análisis de la eficiencia en calderas*. Artículo técnico. Santiago, Chile: Thermal Engineering LTDA.
- [26] Maiorano, M., & Sciubba, E. (2000). *Heat exchangers networks synthesis and optimization performed by an exergy-based expert assistant* (Vol 3, pp. 1-19). Department of Mechanical and Aeronautical Engineering, University of Roma 1, Int. J. Applied Thermodynamics. Italy.
- [27] Linnhoff, B. (1986). *Pinch technology for the synthesis of optimal heat and power systems*. USA: ASME WAM.
- [28] Collier, J., & Thome, J. (1994). *Convective Boiling and Condensation* (3dr ed.). Oxford, England: Oxford University.
- [29] Harvey, A., Peskin, A., & Klein, S. (2000). *NIST/ASME Steam Properties*. National Institute of standards and technology (Standard Reference Database 10, Version 2.2). USA.
- [30] Churchill, S. (1976). *A comprehensive correlating equation for forced convection from flat plates* (AIChE J., 22:264-268). USA.
- [31] Whitaker, S. (1972). *Forced convection heat transfer correlation for flow in pipes past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles* (AIChE J., 18:361). USA.
- [32] Pope, S. (2000) *Turbulent Flows*. Cambridge University. UK.
- [33] Kraus, A., Aziz, A., & Welty J. (2001). *Extended Surface Heat Transfer*. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- [34] Gonzales, E. (2007). *Estudio comparativo de los intercambiadores de calor de coraza-tubos y los de placas planas*. (Tesis de ingeniería). Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Perú.
- [35] American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2001). *ASHRAE Handbook – fundamentals*. USA.

- [36] Cheremisinoff N. (2000) *Chemical processing equipment* (1st ed.). USA: Butterworth-Heinemann.
- [37] OSINERGMIN. (2009). *Aplicación de tarifas de gas natural en Lima y Callao*. Perú: Teps Group S.A.C.
- [38] OSINERGMIN. (2015). *Informe: Precios de referencia de combustibles derivados del petróleo*, Perú: World Products Trading S.A.C.
- [39] Kumar H. (1984). *The plate heat exchanger: construction and design*. In: Proceedings First National Conference on Heat Transfer (Series No. 86, pp. 1275–1288). University of Leeds. UK.
- [40] Focke, W., Zacharides, & J., Oliver, I. (1985). *The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of the plate heat exchangers* (vol. 28, pp. 1469 – 1479). International Journal of Heat and Mass Transfer. USA.
- [41] Palm, B., & Claesson, J. (2006). *Plate heat exchangers: Calculation methods for single and two-phase flow*. Heat Transfer Engineering. USA.
- [42] Muley, A., & Manglik, R. (1999). *Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates*. Journal of Heat Transfer Transactions ASME. USA.
- [43] Wanniarachchi, A., Ratnam, U., Tilton, B.E., & Dutta-Roy, K. (1995). *Approximate correlations for chevron-type plate heat exchangers* (vol. 12, pp. 145–151). In: Proceedings ASME HTD vol. 314, 1995 National Heat Transfer Conference. USA.

Fuentes de internet:

- [44] <http://www.minem.gob.pe>, (20.08.2016).
- [45] http://www.hrcconsultants.co.uk/methodology/pinch_analysis.html, (01.09.2016).
- [46] <http://www.me.mtu.edu/~jwsuther/erdm/pinchtech.pdf>, (17.11.2016).
- [47] <http://www.ou.edu/class/che-design/a-design/Introduction%20to%20Pinch%20Technology-LinhoffMarch.pdf> (09.12.2016).

Anexo 1 Glosario de términos

A continuación se brinda una breve definición de algunos términos empleados en la presente tesis:

Acero 316 L: es acero austenítico que contiene 16 a 18 % de cromo, 10 a 14 % de níquel, y 2 a 3% de molibdeno para aumentar la resistencia a la picadura.

Cosecha: Es la operación de extracción de las planchas de cobre que han estado sumergidas en la solución de electrolito rico por un periodo de 7 días.

Crudo: Emulsión formada por solución acuosa, orgánico, tierra y aire, tiene como posibles causas los bajos tiempos de residencia, turbidez en alguna de las soluciones, demasiada agitación en los settler, entre otros. Es perjudicial para la etapa de SX.

Electrodos: Son las placas metálicas que se usan para hacer pasar la corriente eléctrica por el electrolito. El cátodo inicial es una placa de acero inoxidable y el ánodo es una placa de plomo calcio estaño. En el ánodo está conectado el polo positivo de la fuente de energía y el cátodo al polo negativo.

Iones: Materia con carga eléctrica que se obtiene al disolver un compuesto químico. Pueden ser de dos clases, con carga positiva o cationes Cu^{2+} , Fe^{3+} , H^+ , Na^+ etc. y con carga negativa o aniones SO_4^{4-} , NO_3^{3-} , CO_3^{2-} etc.

PLS: Pregnant Leach Solution o solución inicial de la lixiviación.

Solución Acuosa: Es una mezcla líquida de agua con algún compuesto químico ácido o básico disuelto en ella que permiten contener iones metálicos.

Solución electrolítica: Es una solución líquida que tiene la propiedad de permitir; pasar la corriente eléctrica. En nuestra planta la solución electrolítica es una mezcla de agua, ácido sulfúrico y sulfato de cobre.

Solución Orgánica: Es una mezcla líquida de un diluyente (LIX- 984NC) con un extractante orgánico (ORFOM SX-12) que permite seleccionar iones metálicos valiosos. Esta es inmiscible en la fase acuosa.

Anexo 2 Bacterias *Thiobacillus ferrooxidans*

a) Definición

Thiobacillus ferrooxidans es una bacteria Gram-negativa de forma bacilar, son usualmente localizadas en depósitos de azufre y sulfurosos. Fue aislada por primera vez a inicio de los años 50, por Colmer y Hinkle [1]. Poseen una alta capacidad para oxidar el azufre y el hierro, por lo cual se han realizados gran cantidad de estudios para el proceso de biolixiviación.

Es de naturaleza autótrofa y aerobia estricta, y sólo puede oxidar al hierro a pH menor de 3, por lo cual se encuentra en la categoría de las bacterias *acidófilas*, asimismo, esta bacteria habita en espacios cálidos (termófila). Posee flagelos polares que permiten su movilidad, no produce endoesporas y su capacidad oxidativa se da gracias a la enzima *hierro-oxidasa*.

b) Condiciones de crecimiento:

La bacteria que actúa como biocatalizador para aumentar la velocidad de lixiviación, vive naturalmente en los depósitos lixiviables y se reproducen bajo las siguientes condiciones:

- Medio ácido, o sea pH entre 2,0 y 3,5.
- Temperatura entre 25 y 40°C.
- Suministro adecuado de oxígeno. El oxígeno llega a ingresar a la solución de lixiviación durante la aspersión; y a los depósitos lixiviables durante los periodos de reposo.
- Una fuente de mineral sulfurado o ión ferroso, pirita si se trata de mineral oxidado.
- Suministro de dióxido de carbono.
- Agua para el transporte de nutrientes.
- Suficiente cantidad de nutrientes incluyendo amonio, fosfatos y otros elementos requeridos para el metabolismo de la bacteria. Estos los encuentran en la ganga del mineral.

c) Bacterias implicadas en la biolixiviación [1]

Tabla A2.1. Especies bacterianas y condiciones óptimas para su desarrollo. * Son arqueas [1].

ESPECIES	Forma y tamaño	Gram	Temperatura	Metabolismo	pH	Oxidadores
Acidithiobacillus ferrooxidans	Bacilo 0,5-1µm	-	35-50	Quimiolito-autotrófico	1,5-2,0	S, Fe
Acidithiobacillus thiooxidans	Bacilo 0,5-1µm	-	25-30	Quimiolito-autotrófico	1,0-2,0	S
Leptospirillum ferrooxidans	Espirilo 0,5-1µm	-	25-30	Quimiolito-autotrófico	1,5-4,0	Fe, Mn
Sulfobacillus sp.	Bacilo 0,6-3µm	+	20-60	Quimiolito-heterotrófico	1,1-5,0	Fe, S
Metallosphaera sedula *	Coco 0,8-1,2µm	-	50-80	Quimilitoauto o heterotrófico	1,0-4,5	Fe, S, S ⁻
Sulfolobus sp.*	Coco 0,8-2µm	-	55-87	Quimilitoauto o heterotrófico	1,0-6,0	S, Fe, MnO ₄ ⁻

Anexo 3 Extracción por solventes y deposición electrolítica.

Condiciones operativas en las etapas de SX y EW

El cuadro a continuación resume los flujos de electrolito, temperatura, concentración de ácido sulfúrico y contenido de cobre en las siguientes condiciones de diseño.

Tabla A3.1. Condiciones operativas en diversas áreas de la planta ESDE estudiada.

Descripción	Flujo (GPM)	Temperatura (°C)	Cobre (gpl)	H ₂ SO ₄ (gpl)
Electrolito rico de SX enviado a TK recirculación	1 218	38,3	45,0	148,9
Electrolito rico enviado a las celdas de EW	5 141	38,3	33,4	163,9
Electrolito pobre que sale de las celdas de EW	5 125	46,0	30,0	170,0
Electrolito pobre enviado a la etapa de SX - re extracción	1 230	18,7	30,0	170,0
Electrolito pobre enviado del filtro a los intercambiadores de calor	1 218	11,4	45,0	148,9
Electrolito pobre enviado del TK de recirculación a los HX's	1 218	46,0	30,0	170,0

Settler en la etapa de SX:

Esta infraestructura es el lugar donde se pone en contacto a la solución acuosa y la orgánica por un tiempo de residencia determinado según el tipo de operación. Las partes de un sedimentador o settler comúnmente empleado en la etapa de extracción y re extracción por solventes se muestra en la figura A3.1.

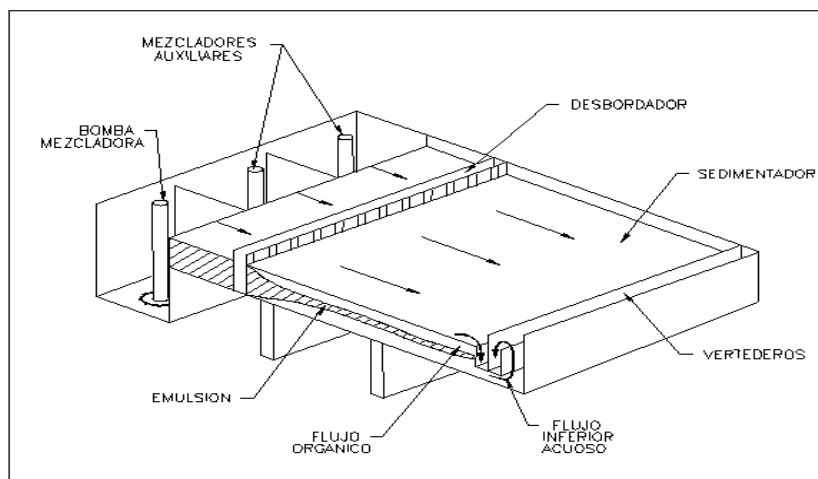


Figura A3.1. Partes de un sedimentador (settler) empleado en SX.

Anexo 4 Características de diseño de los electrodos

El cátodo:

El electrodo se compone de los siguientes elementos: La plancha, la barra de suspensión y la franja protectora del costado. Una de sus características es la simetría.

Cada celda posee 60 ánodos, estos tienen una área activa de deposición de 39,4 x 39,4 pulgadas.

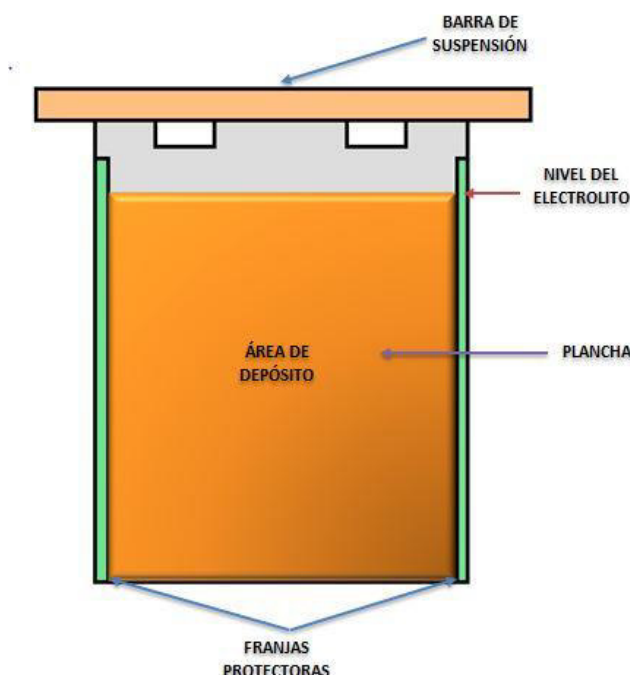


Figura A4.1. Cátodo de acero y descripción de partes que lo componen.

a) La plancha:

Es de acero inoxidable 316L. El espesor de la plancha es de 1/4 de pulgada. La propiedad principal de la superficie de la plancha de acero inoxidable es la presencia de una película fina de óxido de cromo, transparente y adhesiva que permite un fácil deslaminado del cobre depositado. En la plancha se han cortado ventanas de tamaño estándar (100 x 60 mm), los ganchos de la parrilla de la grúa deben sujetar los electrodos usando estas ventanas, para trasladarlos entre las celdas y la máquina deslaminadora.

b) La barra de suspensión

La barra de soporte es una barra rectangular hueca en ambos extremos de acero inoxidable tipo

304L. El contenido de carbono es bajo. ($< 0,03$) para minimizar la formación de carburo de cromo en las soldaduras.

Para obtener la conductividad eléctrica necesaria, la barra de suspensión tiene una capa de 2,5 mm de espesor de cobre de alta conductividad. Con ello se consigue:

- Un paso de baja resistencia entre la plancha y la barra de suspensión, puesto que la corriente viaja por el cobre y no toca la soldadura.
- Reducir al mínimo el paso de mayor resistencia a través de la plancha de acero inoxidable desde el borde del enchapado de cobre hasta el nivel del electrolito.
- Proteger las soldaduras contra la corrosión.

c) Protección de los bordes:

El dibujo que se muestra a continuación ilustra la franja protectora del costado que consiste en una extrusión de CPVC para impedir que el cobre penetre debajo de la franja. La vida útil de la franja es de dos años. Estas franjas se sujetan a la plancha con chavetas que se cementan con resina.

El borde inferior está protegido por una cera microcristalina que tiene un alto punto de fusión.

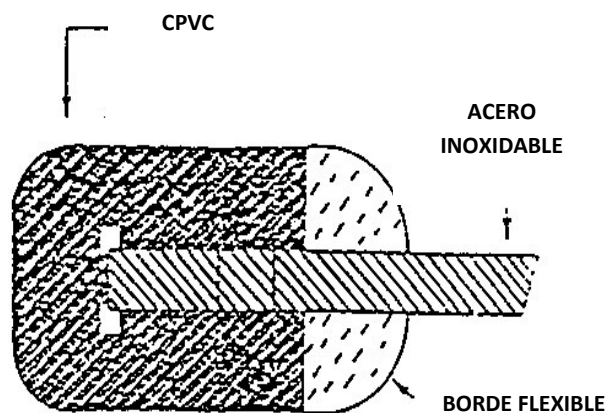


Figura A4.2. Estructura de la franja protectora.

Ánodos:

Los ánodos son de una aleación de plomo, calcio, estaño forjados en frío. Estos presentan las siguientes ventajas:

- Los ánodos forjados en frío son dimensionalmente más estables, especialmente en densidades de corrientes altas.
- La corrosión es mínima y ocurre de manera uniforme, lo que permite el uso total del espesor del ánodo, prolongando así la vida del ánodo.
- La soldadura entre la barra de suspensión y la plancha ofrece una diferencia de potencial menor y ahorra electricidad.

Anexo 5 Principales partes de un intercambiador de placas

Materiales de placas y juntas

Las placas pueden suministrarse en cualquier material factible de ser prensado.

Los más comunes son:

- Acero inoxidable AISI 304, AISI 316, 18/12/6,5
- Titanio
- Níquel, otros.

Se dispone de juntas en una amplia gama de elastómeros:

- Goma nitrilo
- Hypalon (CMS)
- Neopreno (Cloropreno)

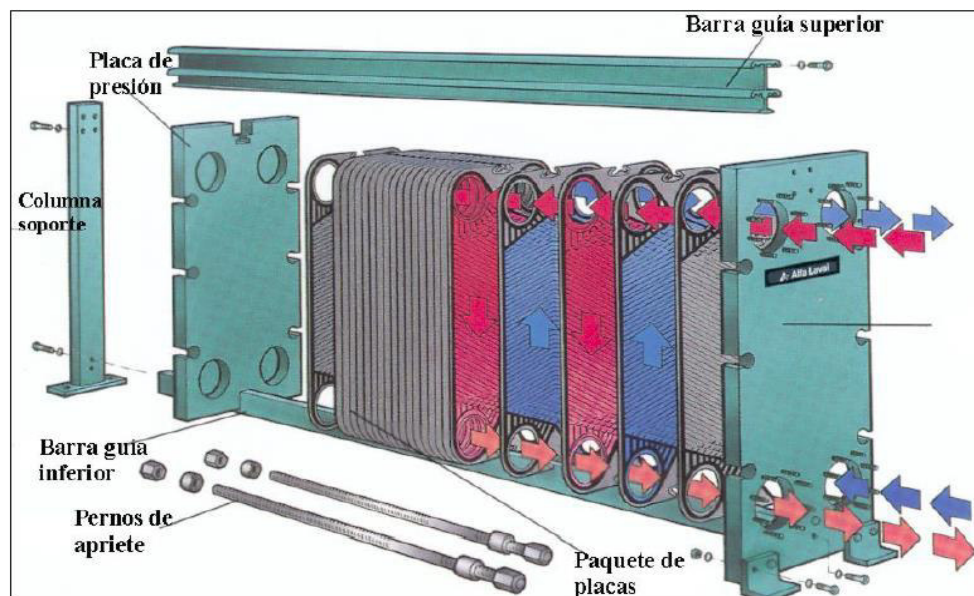


Figura A5.1. Partes de un intercambiador de placas (PHE).

- **Placa de presión:** van a los extremos y sirven para empaquetar las placas.
- **Columna de soporte:** para mantener fijas las placas
- **Barra guía inferior:** soporte de las placas, sirve como riel para desmontar y montar las placas.
- **Barra guía superior:** para mantener alineados los espaciamientos de las placas.
- **Placas:** se colocan entre las barras guías, es por donde circularán los fluidos del proceso.
- **Pernos de apriete:** sirven para prensar las placas.

Tabla A5.1. Guía de aplicación de intercambiadores de calor compactos [5] Pág.1253.

Design conditions	G. PHE	W. PHE	WG. PHE	BHE	DBL	MLT	STE	CP	SHE	THE
Design temperature °C	165	150	150	185	+500	+500	+500	450	+400	+500
Minimum metal temp °C	-30	-30	-30	-160	-160	-160	-160	-160	-160	-160
Design pressure MPa	2.5	2.5	0.7	3.1	+20	+20	+20	3.1	2.0	+20
Inspect for leakage	Yes	Partial	Yes	No	Yes	Yes	Yes	Partial	Yes	Yes
Mechanical cleaning	Yes	Yes/no	Yes	No	Yes	Yes	Yes/no	Yes	Yes	Yes
Chemical cleaning	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Expansion capability	Yes	Yes	Yes	No	No	No	No	No	No	No
Repair	Yes	Yes/no	Yes	No	Yes	Yes	Partial	Partial	Partial	Yes
Temperature cross	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	No*
Surface area/unit m ²	1850	900	250	50	10	150	60	275	450	High
Holdup volume	Low	Low	Low	Low	Med	Med	Low	Low	Med	High
Materials	G. PHE	W. PHE	WG. PHE	BHE	DBL	MLT	STE	CP	SHE	THE
Mild steel	No	No	No	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Stainless	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Titanium	Yes	Yes	Yes	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Hastalloy	Yes	Yes	No	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Nickel	Yes	Yes	No	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Alloy 20	Yes	Yes	No	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Incoloy 825	Yes	Yes	No	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Monel	Yes	Yes	No	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Impervious graphite	Yes	No	No	No	No	No	No	No	No	Yes
Service	G. PHE	W. PHE	WG. PHE	BHE	DBL	MLT	STE	CP	SHE	THE
Clean fluids	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Gasket incompatibility	D	A/D	D	A	A	A	A	A	A	A
Medium viscosity	A/B	A/B	A/B	B	A	A	A/B	A/B	A	A
High viscosity	A/B	A/B	A/B	D	A	A	A/B	A/B	A	A
Slurries & pulp (fine)	B/D	D	A/B	C	A	A/B	C	B	A	A/D
Slurries & pulp (coarse)	D	D	B	D	A	B/C	D	B	A	A/D
Refrigerants	D	A	D	A	A	A	B/C	A	A	A
Thermal fluids	D	A/B	D	A/B	A	A	C	A	A	A
Vent condensers	D	D	D	D	A/D	A	A	B/C	A	A
Process condenser	D	C	D	D	A/D	A	A	B/C	B	A
Vacuum reboil/cond	D	D	B	D	A/D	B	A	B/C	B	A/C
Evaporator	D	C	C	A	B	B	A	B/C	C	A
Tight temp control	A	A	A	A	A	A	A	B	A	C
High scaling	B	B	A	D	A	A/B	B/C	B	B	A/D

*Multipass

Adapted from Alfa-Laval and Vicarb literature

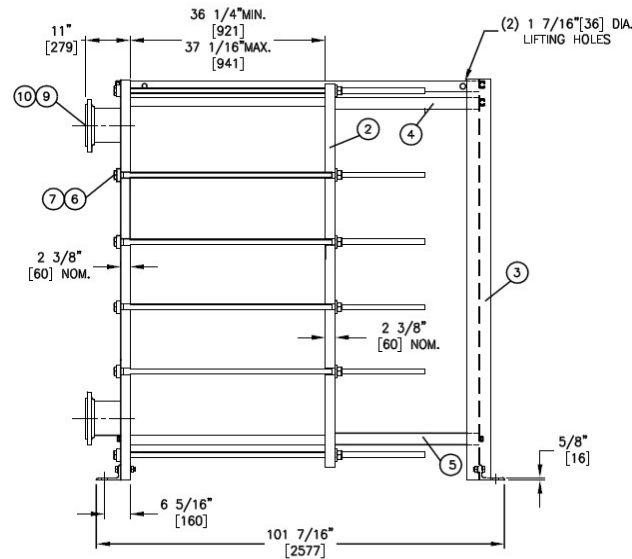
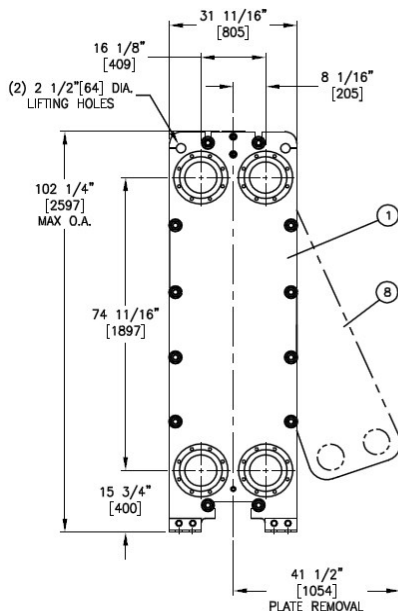
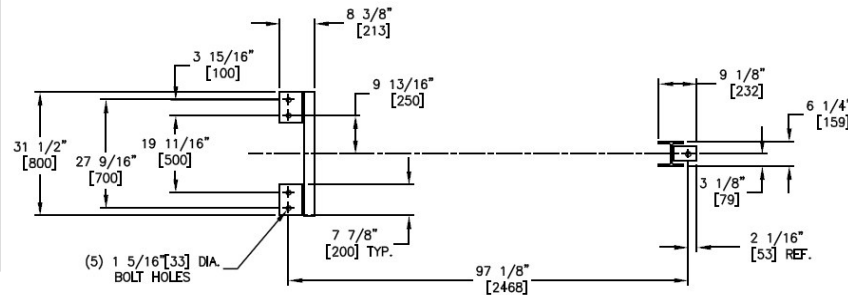
A—Very good C—Fair

B—Good D—Poor

Anexo 6 Intercambiador de calor HX-03 [23]

Figura A6.1. Plano de diseño original del HX-03.

MATERIALS OF CONSTRUCTION		
ITEM NO.	DESCRIPTION	MATERIAL
1	HEAD	SA516 GR70
2	FOLLOWER	SA516 GR70
3	END SUPPORT	A36
4	TOP BAR	A36
5	BOTTOM BAR	A36
6	M36 DIA. TIE BAR	SA193 GRB7
7	TIE BAR HEX NUTS	SA194 GR2H ZINC PLATED
8	HEAT TRANSFER PLATES	SA240 GR316
9	NOZZLES	316L STAINLESS STEEL
10	FLANGES	316L STAINLESS STEEL



DESIGN SPECIFICATIONS			
DESIGN CODE	ASME SECTION VIII DIV 1 1998 EDITION, 2000 ADDENDA		
MAX. ALLOWABLE WORKING PRESSURE	150 PSIG.		
MINIMUM DESIGN METAL TEMPERATURE	-20 °F. @ 150 PSIG.		
HYDROTEST PRESSURE	195 PSIG.		
MINIMUM OPERATING TEMPERATURE	5°F.		
MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE	275° F.		
SERIAL NUMBER	20013003000796		
HEAT TRANSFER AREA	3287.4 SQ. FT.		
FRAME SIZE	NO. 3		
MAXIMUM FRAME CAPACITY	388 PLATES		
DRY WEIGHT	9115 LBS.		
FLOODED (OPERATING) WEIGHT	11120 LBS.		
TOTAL LIQUID VOLUME	240.5 GALS.		
FINISH	APV STANDARD PAINT 3196		
ACCESSORIES SUPPLIED	304 SS SHROUD		
OPERATING CONDITIONS			
LIQUID	FLOW RATE	TEMP. °F.	ΔP(PSIG)
LEAN ELECTROLYTE	834144 lb/hr	114° → 65.5°	9.8
RICH ELECTROLYTE	833740 lb/hr	52.5° → 101°	9.9
Component Summary			
Plates (Total: 265)			
ID	Qty	Part Number	Description
A	1	4634K4XAX6ANNXA	P&G ASY TR9AV (45) END 316 0.6 PCL NIT (1 YEL)
B	131	4630F4XAX6ANNXA	P&G ASY TR9AV (0) FLOW 316 0.6 PCL NIT (1 YEL)
C	131	4634F4XAX6ANNXA	P&G ASY TR9AV (45) FLOW 316 0.6 PCL NIT (1 YEL)
D	1	4630FCXAX6ANNXA	P&G ASY TR9AV (0) FLOW 316 0.6 PCL NIT (1 YEL)
E	1	4634FCXAX6ANNXA	P&G ASY TR9AV (45) FLOW 316 0.6 PCL NIT (1 YEL)
Frame			
Qty	Part Number	Description	
1	TR9AVXM11XXK31B	TR9AV M-11m Size 3, Max 388 Plates	
1	3115007FXFXFXFX	Head	
1	3115008AXAXAXAX	Follower	
Fitting			
Qty	Part Number	Position	Description
4	GB503368	H1,H2,H3,H4	NPS 8.0 L/JF SCH 40s, 316L ANSI B16.5 Cl150
Accessory			
Qty	Part Number	Accessory Description	
1	500542	SS Shroud, FS3	
1	ASME U STAMP	ASME INSPECTION AND U STAMP	
1		EXPORT PACKING	

P.O.NO: PE-01-32D



SPX Flow Technology Systems, Inc.
1200 W. Ash Street
Goldsboro, NC 27530
Tel: (919) 735-4570
Fax: (919) 581-1134

CONFIDENTIALITY NOTE: THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS OF A CONFIDENTIAL NATURE AND IS THE PROPERTY OF SPX FLOW TECHNOLOGY SYSTEMS, INC. GOLDSDORO, NC, USA. IT SHALL NOT BE REPRODUCED, PHOTOCOPIED, OR REPRODUCED IN ANY MANNER NOR USED FOR ANY PURPOSE WHATSOEVER EXCEPT WITH WRITTEN PERMISSION OF SPX FLOW TECHNOLOGY SYSTEMS, INC. GOLDSDORO, NC, USA.

Description:
TR9AV MGS-11
PLATE HEAT EXCHANGER

Anexo 7 Condiciones operativas de planta

Se presentan dos tablas con los parámetros operativos actuales de la planta estudiada, así como características estructurales de los intercambiadores y tuberías.

Intercambiadores de calor:

Tabla A7.1. Especificaciones técnicas y parámetros operativos de los intercambiadores de calor [23].

PARÁMETROS	UNIDADES	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE DISEÑO- UNIDADES INGLESAS					
		HX-01	HX-02	HX-03	HX-04	HX-05	HX-06
Presión máxima permitida	Psig	150	150	150	120	120	120
Mín. temperatura de diseño del metal	°F	17	-20	-20	-20	-20	-20
Presión hidrostática	Psig	225	225	195	180	180	180
Temperatura de operación mín.	°F	17	5	5	32	32	32
Temperatura de operación máx.	°F	275	275	275	275	275	275
Número de serie	-	29322	32805	20013	34822	34823	34821
Área de transferencia de calor	ft ²	3287,4	3287,4	3287,4	391	391	408,4
Tamaño del marco	No.	4	3	3	1	1	1
Capacidad máx. del marco	Placas	390	388	388	63	63	63
Peso seco	Lb	10065	9115	9115	4460	4460	4480
Peso inundado (de operación)	Lb	12440	11120	11120	4961	4961	4982
Volumen total del líquido	Gal.	240,5	240,5	240,5	58	58	60,1
Flujo de líquido caliente	Lb/h	834144	834144	834144	558600	558600	11660
Flujo de líquido frío	Lb/h	833740	833740	833740	684921	684921	1117225
Caída de presión líquido caliente	Psig	9,8	9,8	9,8	3,8	3,8	0,3
Caída de presión líquido frío	Psig	9,9	9,9	9,9	5	5	10
Temperatura de ingreso líq. caliente	°F	114	114	114	175	175	250
Temperatura de salida líq. caliente	°F	65,5	65,5	65,5	166,7	166,7	250
Temperatura de ingreso líq. Frío	°F	52,5	52,5	52,5	100	100	166
Temperatura de salida líq. frío	°F	101	101	101	108	108	175

Tabla A7.2. Características de las tuberías empleadas en el sistema de intercambiadores de calor [23].

CARACTERÍSTICA	SÍMBOLO	UNIDADES	INGRESO Y SALIDA A LOS HX				TUBERÍA PRINCIPAL EN SX		
			ANTES DE LOS HX		DESPUÉS DE LOS HX		ÁREA DE TANK FARM		
			E. POBRE	VAPOR	E. RICO	AGUA	E. POBRE	E. RICO	AGUA
Longitud, para cálculos	L	m	1	1	1	1	1	1	1
Diámetro interno	D	m	0,203	0,203	0,203	0,203	0,4	0,4	0,4
Espesor	x _p	mm	8	8	8	8	8	8	8
Sección transversal	S	m ²	0,03	0,03	0,03	0,03	0,13	0,13	0,13
Material			Acero inoxidable 316L						
Conductividad térmica, kJ/m-h-K	kp	kJ/(m-h-K)	58,68	58,68	58,68	58,68	58,68	58,68	58,32
Capacidad calorífica, J/kg-K	Cp	J/(kg-K)	468	468	468	468	468	468	468
Difusividad térmica	α	m ² /s	3,50E+06	3,50E+06	3,50E+06	3,50E+06	3,50E+06	3,50E+06	3,50E+06

Tabla A7.3. Principales características de los fluidos involucrados en el proceso de transferencia de calor [23].

CARACTERÍSTICA	SÍMBOLO	UNIDADES	INGRESO Y SALIDA A LOS HX				TUBERÍA PRINCIPAL EN SX		
			ANTES DE LOS HX		DESPUÉS DE LOS HX		ÁREA DE TANK FARM		
			E. POBRE	VAPOR	E. RICO	AGUA	E. POBRE	E. RICO	AGUA
Temperatura del aire circundante	T _a	°C	13,00	13,00	13,00	13,00	13,00	13,00	13,00
Temperatura del fluido	T	°C	42,00	112,00	41,00	50,00	42,00	41,00	50,00
Calor específico	C _{pi}	kJ/(kg-K)	3,56	2,02	3,56	4,18	3,56	3,56	4,18
Densidad	ρ _i	kg/m ³	1 133,04	0,39	1 133,04	988,29	1 133,04	1 137,10	988,29
Viscosidad	μ _i	Pa-s	1,85E-03	1,27E-05	1,85E-03	5,46E-04	1,85E-03	1,85E-03	5,47E-04
Conductividad térmica	k _i	J/(m-s-K)	6,40E-01	2,59E-02	6,40E-01	6,44E-01	6,40E-01	6,40E-01	6,44E-01
Flujo total	F ₁	m ³ /h	480,00	3684,00	504,00	440,00	480,00	504,00	440,00
Secciones			3	1	3	2	1	1	1
Flujo másico por sección	W ₁	kg/s	50,36	0,40	52,88	60,40	151,07	158,63	120,79

Densidad del electrolito Rico:

Se muestra la figura A7.1 donde se observa el coeficiente de regresión obtenida y la ecuación que puede aplicarse para determinar el valor de la densidad a cualquier temperatura. Con esta ecuación se ha determinado la densidad del electrolito a las temperaturas medidas en las tuberías e intercambiadores de calor.

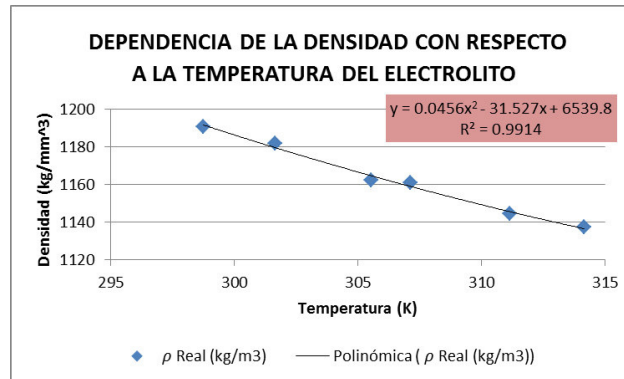


Figura A7.1. Gráfica densidad vs temperatura para el electrolito del caso estudio.

Anexo 8 Variación en eficiencia calculada para intercambiador HX-05

AVERAGE

X

✓

f_x

=H17-H19

AVERAGE

X

✓

f_x

=H16-H18

A

B

C

D

E

F

G

H

I

J

13

14

15

16

17

18

19

20

21

22

23

24

25

26

27

28

29

30

31

32

33

34

35

36

37

HX 02			
	Temperatura (°C)	Presión (psi)	Flujo (m³/hr)
E. Pobre (IN)	41.1		160.00
E. Pobre (OUT)	30.9		160.00
E Rico (IN)	29.5		168.00
E.Rico (OUT)	36.0		168.00

HX 05			
	Temperatura (°C)	Presión (psi)	Flujo (m³/hr)
Agua (IN)	53.1	9	220.00
Agua (OUT)	48.8	10	220.00
E Rico (IN)	37.4	30	252.00
E.Rico (OUT)	40.2	15	252.00

HX 03			
	Temperatura (°C)	Presión (psi)	Flujo (m³/hr)
E. Pobre (IN)	41.1		160.00
E. Pobre (OUT)	34.0		160.00
E Rico (IN)	29.6		168.00
E.Rico (OUT)	37.7		168.00

EFICIENCIAS				
	Qc(Kj/s)	Ctc(Kj/°C)	Tce-Tfe (°C)	Eficiencia (%)
HX - 01	1895.34	191.45	12.20	81.15
HX - 02	1952.78	191.45	11.60	87.93
HX - 03	1359.29	191.45	11.50	61.74
HX - 04	740.79	255.44	10.10	28.71
HX - 05	1098.41	255.44	=H17-H18	50.00
HX - 06	3396.25	522.50	17.20	37.79

A

B

C

D

E

F

G

H

I

J

13

14

15

16

17

18

19

20

21

22

23

24

25

26

27

28

29

30

31

32

33

34

35

36

37

HX 02			
	Temperatura (°C)	Presión (psi)	Flujo (m³/hr)
E. Pobre (IN)	41.1		160.00
E. Pobre (OUT)	30.9		160.00
E Rico (IN)	29.5		168.00
E.Rico (OUT)	36.0		168.00

HX 05			
	Temperatura (°C)	Presión (psi)	Flujo (m³/hr)
Agua (IN)	53.1	9	220.00
Agua (OUT)	48.8	10	220.00
E Rico (IN)	37.4	30	252.00
E.Rico (OUT)	40.2	15	252.00

HX 03			
	Temperatura (°C)	Presión (psi)	Flujo (m³/hr)
E. Pobre (IN)	41.1		160.00
E. Pobre (OUT)	34.0		160.00
E Rico (IN)	29.6		168.00
E.Rico (OUT)	37.7		168.00

EFICIENCIAS				
	Qc(Kj/s)	Ctc(Kj/°C)	Tce-Tfe (°C)	Eficiencia (%)
HX - 01	1895.34	191.45	12.20	81.15
HX - 02	1952.78	191.45	11.60	87.93
HX - 03	1359.29	191.45	11.50	61.74
HX - 04	740.79	255.44	10.10	28.71
HX - 05	1098.41	255.44	=H16-H18	27.39
HX - 06	3396.25	522.50	17.20	37.79

Figura A8.1. Captura de pantalla que muestra la diferencia de valores obtenidos una vez corregida la fórmula de eficiencia para el HX-05.

Tabla A8.1. Data sobre temperaturas de entrada y salida a los intercambiadores de calor, registradas con el Raytek.

FECHA	HX - 01				HX - 02				HX - 03				HX - 04				HX - 05				HX - 06				
	FLUIDO CALIENTE		FLUIDO FRÍO		FLUIDO CALIENTE		FLUIDO FRÍO		FLUIDO CALIENTE		FLUIDO FRÍO		FLUIDO CALIENTE		FLUIDO FRÍO		FLUIDO CALIENTE		FLUIDO FRÍO		FLUIDO CALIENTE		FLUIDO FRÍO		
	T(lei) (°C)	T(leo) (°C)	T(rei) (°C)	T(reo) (°C)	T(lei) (°C)	T(leo) (°C)	T(rei) (°C)	T(reo) (°C)	T(lei) (°C)	T(leo) (°C)	T(rei) (°C)	T(reo) (°C)	T(wi) (°C)	T(wjo) (°C)	T(rei) (°C)	T(reo) (°C)	T(wi) (°C)	T(wjo) (°C)	T(rei) (°C)	T(reo) (°C)	T(s)i (°C)	Tscal (°C)	T(cjo) (°C)	T(w)i (°C)	T(w)o (°C)
04/01/2015	38,40	32,40	29,80	36,70	36,50	30,60	30,00	37,70	42,00	32,40	30,10	37,70	57,40	51,40	37,50	40,90	57,40	50,90	38,40	40,30	97,20	100,48	50,00	51,70	54,00
13/01/2015	36,40	30,20	28,10	34,10	39,10	31,90	28,60	34,70	38,80	30,20	28,30	34,70	46,70	44,80	36,20	37,60	46,70	43,40	34,70	36,90	92,50	95,78	42,50	43,40	44,00
22/01/2015	38,70	30,80	28,70	36,00	38,70	32,10	29,90	36,40	42,00	31,30	28,90	36,40	50,50	47,80	38,10	39,60	49,60	46,90	36,60	38,30	92,90	96,18	43,40	46,90	47,60
07/01/2015	43,20	36,10	29,10	37,10	42,00	32,20	29,00	38,40	43,70	35,20	28,80	38,40	58,10	54,90	37,60	40,90	58,10	53,50	37,20	39,90	94,90	98,18	43,20	52,40	55,60
17/02/2015	39,10	30,90	29,00	35,40	40,00	33,40	29,90	35,90	40,40	32,00	28,60	35,90	48,90	46,80	36,50	38,60	48,80	46,50	36,60	38,20	93,70	96,98	46,80	45,90	46,20
02/03/2015	39,90	31,80	29,20	36,30	41,50	35,30	29,40	36,20	42,30	32,50	29,30	36,20	48,40	46,50	36,70	38,60	49,60	45,40	36,20	38,80	92,50	95,78	41,70	45,00	45,90
11/03/2015	43,20	37,30	30,70	37,50	43,40	35,10	30,90	40,20	44,00	35,80	32,50	40,20	50,40	48,40	38,90	40,50	50,80	47,70	38,40	40,70	92,40	95,68	44,60	46,30	46,90
20/03/2015	41,30	29,80	27,50	36,70	41,10	30,60	28,30	38,00	42,40	34,10	29,10	38,00	56,90	52,40	36,60	38,40	57,20	50,80	36,90	38,60	94,70	97,98	47,50	49,50	53,50
23/03/2015	39,20	31,40	27,40	34,80	37,60	29,60	27,80	32,70	41,10	32,90	27,60	32,70	48,80	46,70	36,10	37,60	48,90	45,30	36,60	37,90	91,70	94,98	43,80	45,20	46,10
03/04/2015	33,60	31,00	29,20	33,10	33,60	30,90	27,60	36,70	41,40	33,40	29,10	36,70	53,30	48,00	37,20	38,50	53,40	48,80	35,80	38,10	91,90	95,18	51,00	47,50	48,50
18/04/2015	35,30	31,50	28,70	36,30	36,20	27,80	26,70	37,00	39,50	32,00	28,40	37,00	57,90	53,10	38,30	40,20	58,10	51,20	37,10	39,40	91,90	95,18	55,20	50,00	51,30
21/04/2015	34,20	32,40	30,10	35,80	36,60	31,00	28,30	36,70	38,90	30,30	29,10	36,70	51,70	48,50	37,80	38,70	52,00	47,60	37,40	38,80	92,40	95,68	45,50	46,40	48,40
01/05/2015	35,60	30,20	28,60	32,00	34,30	29,50	29,00	34,10	35,50	31,80	28,30	34,10	53,60	48,90	35,40	37,20	53,50	46,70	34,20	36,20	95,20	98,48	72,50	46,50	53,80
11/05/2015	37,00	31,30	27,50	35,90	38,20	28,50	28,10	33,70	36,50	29,00	28,40	33,70	54,60	50,70	36,30	38,40	54,50	46,80	35,80	36,80	92,00	95,28	55,40	48,10	51,00
24/05/2015	40,90	31,30	28,80	36,90	39,60	30,50	28,40	36,50	39,70	31,40	28,50	36,50	58,10	54,50	38,10	40,40	58,60	51,40	37,60	39,40	95,80	99,08	63,40	50,80	55,10
03/06/2015	38,50	31,10	28,20	36,50	38,10	31,50	29,30	33,40	38,00	30,90	29,40	33,40	57,00	51,10	37,00	39,70	57,10	50,00	38,00	39,30	94,70	97,98	61,10	50,90	54,80
12/06/2015	37,70	31,20	29,50	38,10	38,30	30,60	27,90	36,20	35,80	29,00	28,40	36,20	58,30	52,00	37,00	39,00	58,50	49,90	36,60	40,40	94,40	97,68	75,40	50,50	59,00
24/06/2015	41,10	31,70	29,70	36,40	38,00	32,00	29,70	35,40	39,80	32,20	32,10	35,40	54,60	51,80	37,90	40,60	54,00	47,60	37,80	40,00	94,30	97,58	49,30	50,90	56,80
01/07/2015	36,30	29,60	27,50	34,80	36,70	30,80	27,20	34,70	36,90	30,00	27,90	34,70	50,80	47,20	36,00	37,10	50,40	45,30	36,00	36,90	92,50	95,78	44,20	45,70	51,70
07/07/2015	39,10	30,00	27,70	34,50	38,60	30,30	27,80	34,90	38,20	30,90	27,40	34,90	51,00	47,70	36,10	40,60	50,90	46,60	36,00	40,00	95,20	98,48	44,80	45,50	54,70
13/07/2015	40,80	31,70	28,50	34,80	40,70	32,10	28,00	34,70	41,00	31,50	29,00	34,70	54,90	50,20	37,20	40,40	54,50	48,20	37,70	40,00	95,80	99,08	46,90	49,10	56,60
24/07/2015	40,80	32,40	27,80	35,40	40,10	31,80	27,90	35,70	39,50	31,20	27,70	35,70	52,10	48,80	37,10	40,40	52,30	48,00	37,30	41,40	94,60	97,88	46,20	48,70	56,20
28/07/2015	42,50	31,50	30,00	35,40	39,00	33,00	31,00	38,00	40,50	34,50	32,10	38,00	60,70	57,50	39,00	43,00	60,00	54,00	39,50	45,00	95,50	98,78	75,00	55,00	65,50
03/08/2015	42,90	31,90	29,50	37,30	41,50	30,40	29,30	38,60	41,00	32,80	29,30	38,60	54,90	51,40	38,40	40,90	54,80	49,90	38,10	41,60	95,30	98,58	56,30	49,20	50,90
10/08/2015	38,10	31,30	28,40	31,50	38,30	33,20	28,90	34,90	37,30	31,20	28,30	34,90	46,70	44,80	35,30	36,60	46,70	43,60	35,10	37,30	95,30	98,58	43,60	46,70	51,90
18/08/2015	42,90	31,30	29,70	34,40	37,70	29,50	29,20	39,40	42,50	33,50	30,10	39,40	56,90	56,40	38,70	41,00	56,30	51,00	39,50	41,70	99,70	102,98	57,20	50,50	58,70
25/08/2015	41,80	31,90	29,60	33,80	41,10	30,90	29,50	37,70	41,10	34,00	29,60	37,70	53,90	51,00	38,10	40,90	53,10	48,80	37,40	40,20	95,00	98,28	71,90	48,20	54,70
02/09/2015	43,20	30,30	29,80	34,10	41,70	31,30	29,60	38,00	42,30	34,80	30,40	38,00	61,80	57,80	38,80	41,30	61,70	54,90	34,30	38,80	95,90	99,18	70,70	54,40	64,70
10/09/2015	41,40	31,10	29,20	35,40	41,20	30,90	29,80	36,70	40,80	31,90	29,40	36,70	54,40	51,10	37,30	39,90	55,00	47,90	37,40	40,30	93,80	97,08	48,00	49,10	55,70
09/12/2015	40,60	30,70	30,50	36,30	40,60	34,20	31,20	36,50	40,50	31,00	30,40	36,50	52,50	45,30	38,70	40,60	52,90	47,30	38,60	40,30	95,30	98,58	45,40	46,60	55,40
22/12/2015	40,55	30,95	30,35	36,60	40,80	32,70	30,70	36,75	41,00	31,55	30,45	36,75	50,85	44,65	38,65	40,95	50,95	45,85	38,90	41,60	95,25	98,53	45,60	45,90	55,25
26/12/2015	40,50	31,20	30,20	36,90	41,00	31,20	30,20	37,00	41,50	32,10	30,50	37,00	49,20	44,00	38,60	41,30	49,00	44,40	39,20	42,90	95,20	98,48	45,80	45,20	55,10
01/02/2016	41,70	35,10	31,70	37,40	42,40	33,50	30,60	37,40	42,80	34,10	30,40	37,40	48,80	43,50	35,30	39,50	49,20	42,70	35,10	38,00	92,30	95,58	42,70	44,60	50,00
10/02/2016	41,60	34,40	32,20	37,90	41,10	33,10	31,90	37,40	42,70	38,40	32,90	37,40	49,80	46,90	38,00	41,80	50,90	45,40	37,80	41,90	93,70	96,98	45,40	44,80	54,90
18/02/2016	43,40	35,10	32,30	38,90	43,60	34,50	31,50	39,30	44,10	37,00	32,00	39,30	51,10	47,50	40,00	42,80	51,50	46,50	39,70	43,70	93,30	96,58	46,10	47,60	56,00
04/03/2016	41,00	35,00	32,60	36,80	41,90	36,80	31,60	38,80	42,60	35,00	31,60	38,80	47,30	44,00	37,80	40,70	47,70	43,60	37,70	40,60	94,00	97,28	42,80	43,80	52,40
15/03/2016	41,40	33,00	31,10	36,70	42,50	31,80	30,70	38,70	39,80	32,00	30,50	38,70	49,30	43,4											

Anexo 9 Macros elaborada para la generación de reportes de monitoreo a los intercambiadores.

a) Macro para grabar data histórica de medición de temperaturas de los intercambiadores de calor

```
Sub Grabar_datos()

Dim A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L, M, N As Integer

y = MsgBox("¿Grabar datos de temperaturas en Database (1)?", vbYesNo + vbQuestion,
"OPCIÓN")

If y = vbYes Then

Sheets("Database (1)").Select

Range("D6:BW6").Select

Selection.Copy

For A = 177 To 1040

If Cells(A, 3).Value = "HOY" Then

Range("D" & A & ":BW" & A).Select

Selection.PasteSpecial Paste:=xlValues, Operation:=xlNone, SkipBlanks:= _
    False, Transpose:=False

End If

Next A

'Sheets("Database (1)").Cells(A + 1, 1) = Sheets("Database (1)").Cells(3, 1)

MsgBox ("Los datos fueron grabados en Database(1)")

Else

End If

ActiveWorkbook.Save

Sheets("INPUT").Select
```


b) Macro para imprimir reporte de eficiencia de los intercambiadores de calor

```
Private Sub PRINT_PDF()

Application.ActivePrinter = "CutePDF Writer on CPW2:"

    ActiveWindow.SelectedSheets.PrintOut Copies:=1, ActivePrinter:= _

        "CutePDF Writer on CPW2:", Collate:=True

'Application.ActivePrinter = "\\txerox\TLESDEC on Ne02:"

' ActiveWindow.SelectedSheets.PrintOut Copies:=0, ActivePrinter:= _

'     "\\txerox\TLESDEC on Ne02:", Collate:=True

End Sub
```

c) Macro para generar nuevo reporte

```
Sub Nuevo_reporte()

'

' Nuevo_reporte Macro

'

    Range("D9:O10").Select

    Selection.ClearContents

    ActiveWindow.SmallScroll Down:=-15

End Sub
```

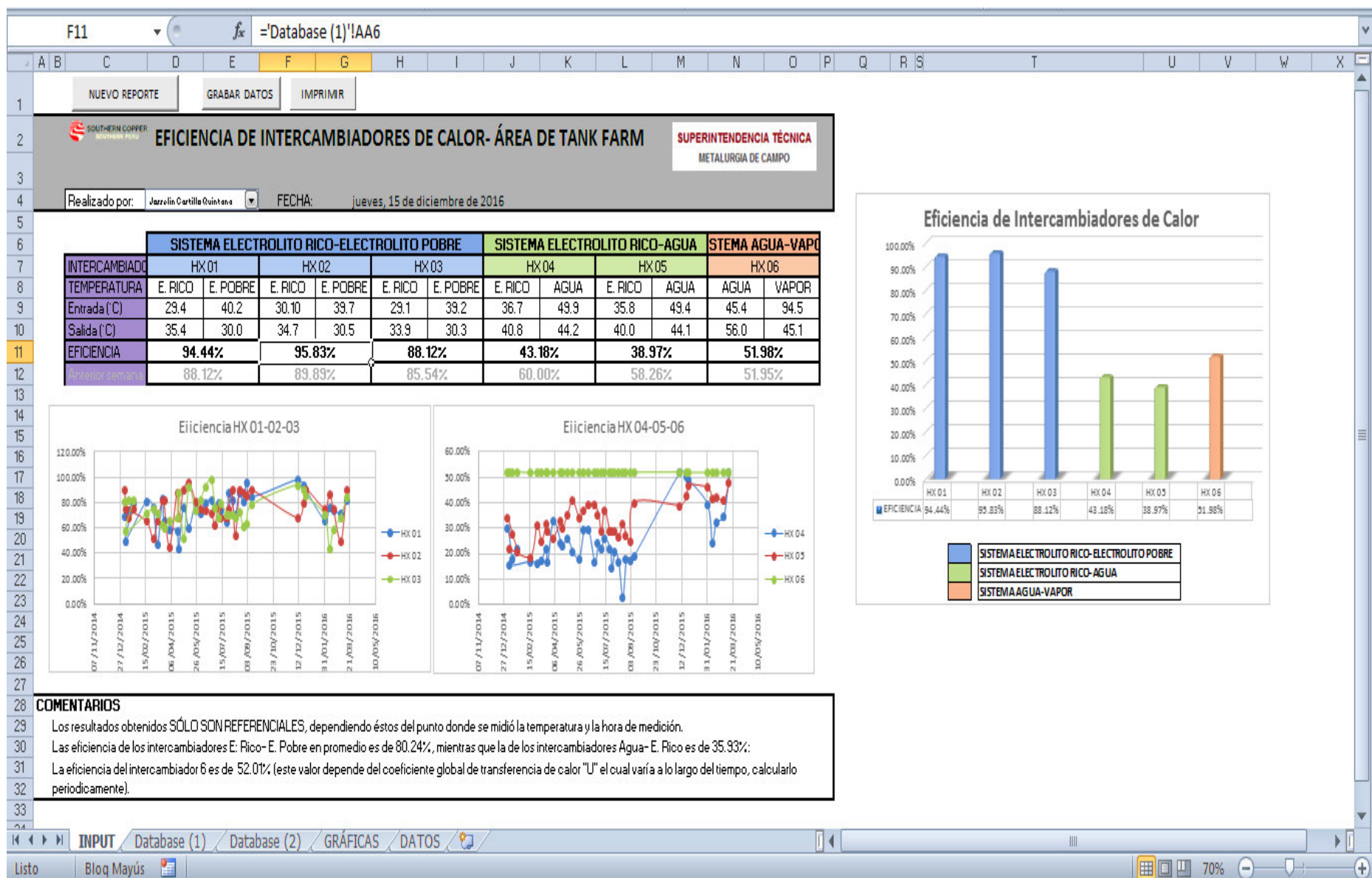


Imagen A9.1. Captura de pantalla donde se muestra formato de reporte empleado a la actualidad en la planta estudiada.

Anexo 10 Data sobre consumo de residual R-500

Tabla A10.1. Información de planta sobre consumo de R-500.

Datos	Unidades	Valor
Flujo Electrolito a HX	kg/s	54,29
Flujo Másico Electrolito	kg/h	195 446,1
	kg/día	4 690 706,0
Ratio vapor/R-500	Lb vapor/gal	84
Vapor generado	Lb/día	95 863
Consumo R500	l/min	3
Temperatura Vapor	°C	120

Tabla A10.2. Costo del consumo de R-500 a las condiciones de operación actuales de planta.

Condiciones actuales	Unidades	Resultado
Calor generado	Btu/gal R-500	77 246,4
Calor teórico	Btu/gal R-500	151 700
Eficiencia		50,92%
Eficiencia HX		63,67%
Calor generado/gal R-500	Btu/gal R-500	28 062,1
	kJ	29 607,1
Costo por R-500	S/./día	2 419,4
	S/./mes	72 582,0

Anexo 11 Metodología Pinch para caso propuesto

Con la finalidad de recuperar la mayor cantidad de calor y hacer más eficiente el proceso de transferencia de calor en la etapa de acondicionamiento del electrolito, se ha propuesto el empleo de 4 intercambiadores de calor (en vez de los seis que son usados en la actualidad). Esta propuesta se ha obtenido a partir del análisis Pinch detallado en los siguientes pasos.

Paso 1: Definir las corrientes involucradas.

Tabla A11.1. Distribución de las corrientes involucradas para el análisis Pinch.

Stream	Type	T_s (°C)	T_t (°C)	C_p (KJ/kg-K)	m (kg/s)	mC_p (kW/K)
1	Hot	42	26	3,56	54,30	193,31
2	Cold	28	41	3,56	54,28	193,24
3	Cold	8	28	4,18	12	50,16

La corriente 1 corresponde al electrolito pobre que sale de la nave de EW, las corrientes frías 2 y 3 son el electrolito rico proveniente de Tank Farm y agua para servicios generales, respectivamente.

Paso 2: Elaborar un diagrama de temperaturas.

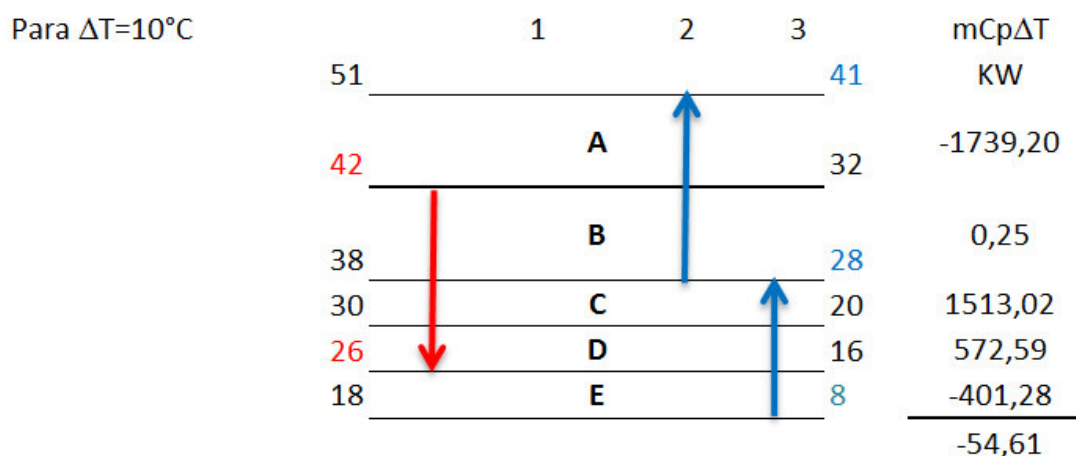


Figura A11.1. Diagrama de temperaturas para tres corrientes definidas en la propuesta planteada.

De la figura A11.1 se observa un déficit de energía de 54.61kW.

Paso 3: Construir un diagrama de cascada.

De la figura A11.2. se observa la cantidad de calor necesario para suministrar y retirar del sistema. Esto se logra a través del empleo de servicios calientes y fríos, tal como es apreciado en la imagen, asimismo se observa la localización del punto Pinch, el cual se encuentra entre los bloques A y B.

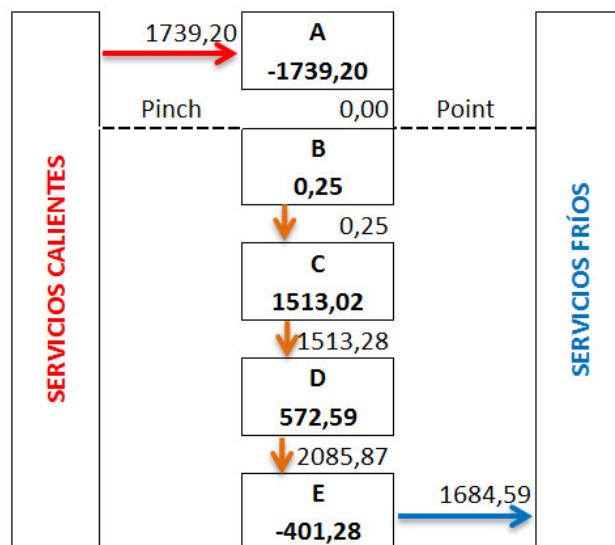


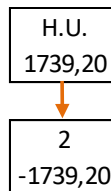
Figura A11.2. Diagrama de cascada obtenida a partir del paso 2.

Entonces: Se requiere un servicio caliente de 1 739,2 kW y un servicio frío de 1 684,59 kW.

Paso 4: Determinar el mínimo número de intercambiadores.

Sobre el pinch

1	0,00
2	-1739,20
H.U.	1739,20



Debajo del pinch

1	3092,928
2	-11594,6759
3	-1003,20
C.U.	0,00

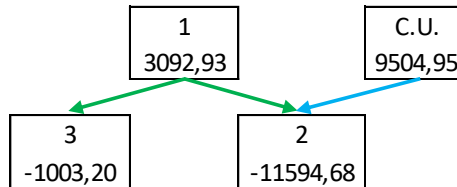


Figura A11.3. Cantidad de calor disponible o requerido por cada corriente, sobre y por debajo del Pinch.

Paso 5: Diseño de una red de intercambiadores de calor.

Para lograrlo, se unirán las corrientes que se encuentren más cerca al punto Pinch (corrientes 1 y 2), estas deben cumplir con el siguiente criterio: $mCp_h < mCp_c$

La unión de ambas corrientes representa a un intercambiador de calor, es necesario utilizar el diagrama de temperaturas del paso 2 para definir los delta de temperatura para cada sección.

Intercambiador 1-1

Calor requerido por la corriente 2:

$$q_2 = 193,24 \frac{kW}{^{\circ}C} (32 - 41)^{\circ}C$$
$$q_2 = -1\,739,2kW$$

Se observa que no existe alguna corriente que pueda suministrar el calor requerido (representado con el signo negativo), por ello se hará empleo de un servicio caliente (hot utility) para cubrir este déficit.

$$q_{h.u} = 1\,739,2kW$$

Intercambiador 2-2

Se observa la presencia de dos corrientes (1 y 2), en este caso se debe determinar la cantidad de calor requerida por la corriente 2 en esta sección.

$$q_2 = 193,24 \frac{kW}{^{\circ}C} (28 - 32)^{\circ}C$$
$$q_2 = -773kW$$

Asumiendo que el calor requerido es igual al calor cedido (representado con el signo positivo), podemos determinar la temperatura de entrada de la corriente 1:

$$T_{1,out} = T_{1,in} - \frac{q_1}{m_1 Cp_1}$$

Reemplazando valores.

$$T_{1,out} = 42^{\circ}C - \frac{773kW}{193,31 \frac{KJ}{kg \cdot ^{\circ}C}}$$
$$T_{1,out} = 38^{\circ}C$$

Intercambiador 3-3

Determinamos el calor requerido por la corriente 3 (flujo de agua para servicios generales).

$$q_3 = 50,16 \frac{kW}{^{\circ}C} (8 - 28)^{\circ}C$$

$$q_3 = -1\,003,2\,kW$$

Con este valor determinamos la temperatura de salida de la corriente 1 al intercambiador 3:

$$T_{1,out} = 38^{\circ}C - \frac{1\,003,2kW}{193,31 \frac{KJ}{kg \cdot ^{\circ}C}}$$

$$T_{1,out} = 32,8^{\circ}C$$

Intercambiador 4-4

Se observa que la corriente 1 no ha alcanzado su temperatura objetivo (26°C), para lograrlo se empleará un servicio frío. Así la cantidad de calor que debe ser retirada es:

$$q_1 = 193,31 \frac{kW}{^{\circ}C} (32,8 - 26)^{\circ}C$$

$$q_1 = 1\,314,5kW$$

Finalmente, al determinar la cantidad de servicios frío y caliente necesario, y compararlos con los empleados actualmente, se observa que con la propuesta planteada (de trabajar con 3 flujos, uno caliente y dos fríos) sólo se requerirá de 4 intercambiadores de calor, lo que conlleva a emplear una menor cantidad de equipos y reducir costos por mantenimiento y funcionamiento de los mismos.

Las figuras 37 y 38 del capítulo cuatro muestran la distribución de la red de intercambiadores propuesta, así como los flujos que integran a cada intercambiador.

Anexo 12 Aislamiento térmico de tuberías

Tabla A12.1. Resultados obtenidos de la evaluación de tuberías sin aislamiento.

PARÁMETROS	UNIDADES	ANTES DE LOS HX		DESPUÉS DE LOS HX		ÁREA DE TANK FARM		
		E. POBRE	VAPOR	E. RICO	AGUA	E. POBRE	E. RICO	AGUA
G	kg/s-m ²	1555,89	12,37	1633,69	1866,05	1202,19	1262,3	961,23
μ_w/μ		1	1	1	1	1	1	1
Re		1,71E+05	1,97E+05	1,79E+05	6,94E+05	2,60E+05	2,73E+05	7,04E+05
Pr		10,28	0,99	10,28	3,55	10,28	10,28	3,55
A _i	m ²	127,55	382,65	127,55	191,32	753,98	753,98	753,98
A _o	m ²	137,6	412,81	137,6	206,4	795,45	795,45	795,45
delta T	°C-K	29	99	28	37	29	28	37
h _e	W/ m ² -K	70,78	0,96	71,94	69,47	35,92	36,51	35,26
R _{conv_int}	m ² -K/W	1,52E-02	1,04E+00	1,50E-02	1,55E-02	2,94E-02	2,89E-02	2,99E-02
h _a	W/ m ² -K	4,24	5,76	4,2	4,51	3,6	3,57	3,83
R _{conv_ext}	m ² -K/W	2,36E-01	1,61E-01	2,38E-01	2,22E-01	2,78E-01	2,80E-01	2,61E-01
R _{cond}	m ² -K/W	3,96E-04	3,67E-04	3,96E-04	3,96E-04	5,38E-04	5,38E-04	5,38E-04
U	W/ m ² -K	3,98	0,83	3,94	4,21	3,25	3,23	3,43
R _{total}	m ² -K/W	2,51E-01	1,20E+00	2,54E-01	2,38E-01	3,08E-01	3,10E-01	2,92E-01
Q _{sin}	W	15881,79	33920,60	15180,03	32150,93	74971,16	71940,50	100950,56

Tabla A12.2. Resultados obtenidos de la evaluación de tuberías con aislamiento.

PARÁMETROS	UNIDADES	ANTES DE LOS HX		DESPUÉS DE LOS HX		ÁREA DE TANK FARM		
		E. POBRE	VAPOR	E. RICO	AGUA	E. POBRE	E. RICO	AGUA
G	kg/s-m ²	1555,89	12,37	1633,69	1866,05	1202,19	1262,30	961,23
k aislante	W/m-K	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
Espesor aislante	m	0,025	0,052	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Re		1,71E+05	1,97E+05	1,79E+05	6,94E+05	2,60E+05	2,73E+05	7,04E+05
Pr		1,03E-02	9,91E-04	1,03E-02	3,55E-03	1,03E-02	1,03E-02	3,55E-03
T _{s_aislada}		16	28	16	16	16	16	16
A _i	m ²	127,55	382,65	127,55	191,32	753,98	753,98	753,98
A _o	m ²	137,6	412,81	137,6	206,4	795,45	795,45	795,45
A _{o+aislante}	m ²	169,02	608,84	169,02	253,53	889,7	889,7	889,7
ΔT	°C-K	29,00	99,00	28,00	37,00	29,00	28,00	37,00
h _e	W/ m ² -K	70,78	0,96	71,94	69,47	35,92	36,51	35,26
R _{conv_int}	m ² -K/W	0,02	1,66	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03
h _a	W/ m ² -K	2,28	3,26	2,28	2,28	1,98	1,98	1,98
h _{rad}	W/ m ² -K	4,86	4,86	4,86	4,86	4,86	4,86	4,86
h _{conv_rad}	W/ m ² -K	7,14	8,12	7,14	7,14	6,84	6,84	6,84
R _{conv_ext}	m ² -K/W	0,44	0,31	0,44	0,44	0,51	0,51	0,51
R _{cond1}	m ² -K/W	4,86E-04	5,83E-04	4,86E-04	4,86E-04	6,02E-04	6,02E-04	6,02E-04
R _{cond2}	m ² -K/W	0,49	1,36	0,49	0,49	0,38	0,38	0,38
U	W/ m ² -K	1,06	0,30	1,06	1,05	1,09	1,09	1,09
R _{total}	m ² -K/W	0,94	3,33	0,94	0,95	0,92	0,92	0,92
Q _{aislado}	W	5195,67	18082,55	5016,51	9849,64	28123,42	27153,64	35881,60
Q _{ahorrado}	W	10686,12	15838,05	10163,52	22301,29	46847,74	44786,86	65068,96
Q _{ahorrado}	%	67,29	46,69	66,95	69,36	62,49	62,26	64,46